

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA

OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

2011

Bc. Pavel Puchner

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA  
FAKULTA STROJNÍ  
Katedra energetiky

**Studie proveditelnosti využití bioplynu z odpadů zemědělské farmy  
prostřednictvím kogeneračních jednotek  
se spalovacími motory a spalovacími turbínami**

A Feasibility Study of Farm Waste Utilization in Cogeneration Units with Combustion  
Engines and Combustion Turbines

Student:

Bc. Pavel Puchner

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Míka, Csc.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Puchner**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: Studie proveditelnosti využití bioplynu z odpadů zemědělské farmy prostřednictvím kogeneračních jednotek se spalovacími motory a spalovacími turbinami  
A Feasibility Study of Farm Waste Utilization in Cogeneration Units with Combustion Engines and Combustion Turbines

### Zásady pro vypracování:

Průměrná produkce bioplynové stanice je 10 000 m<sup>3</sup> bioplynu za den. Bioplynová stanice bude provozovat energetickou centrálu s využitím bioplynu v kogeneračních jednotkách a teplovodních kotlích.

Studie bude obsahovat:

1. Výpočet směsného plynu na bázi bioplyn + zemní plyn pro různé složení bioplynu.
2. Příslušné výpočty (spalovacího motoru a mikroturbíny).
3. Výpočet výměníku voda-voda a spaliny - voda pro kogenerační jednotku..
4. Celkové technologické schéma bioplynové stanice včetně energetické centrály.
5. Konstrukční návrh výměníku tepla voda – voda a spaliny- voda.
6. Porovnání palivoenergetické náročnosti řešení proti oddělené výrobě elektrické energie a tepla a ekologické vyhodnocení.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Schulz H., Eder B.: Bioplyn v praxi. Nakladatelství HEL, Ostrava 2004.
- [2] Kysela – Tomčala: Spalovací motory I. Ediční středisko VŠB – TU Ostrava 2004.
- [3] Kysela: Využití druhotných energetických zdrojů. Poznámky k přednáškám. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava. 2007.
- [4] Krbek J., Polesný B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. PC-DIR Real,s.r.o. Brno 1999.

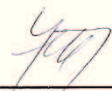
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

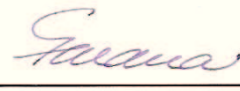
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

## Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení studenta:  
Adresa trvalého pobytu studenta:

Pavel Puchner  
Břenkova 19  
700 30 Ostrava - Zábřeh

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

PUCHNER, P. Studie proveditelnosti využití bioplynu z odpadů zemědělské farmy prostřednictvím kogeneračních jednotek se spalovacími motory a spalovacími turbínami. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB- Technická univerzita Ostrava, 2011, 65 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Míka Jiří, CSc, konzultant doc. Ing. Ladislav Kysela, CSc.

Diplomová práce se zabývá proveditelností využití bioplynu z odpadů zemědělské farmy prostřednictvím kogeneračních jednotek se spalovacím motorem nebo spalovací turbínou. V úvodu práce je vysvětlení základních pojmů vztahujících se k problematice a zadání parametrů pro návrh základního zařízení energetické centrály. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie využívá kogenerační jednotky a zbytek potřebného tepla je zajištěn teplovodní plynovou kotelnou. Součástí diplomové práce je konstrukční návrh výměníku voda-voda a spaliny-voda. V závěru práce je provedeno porovnání palivoenergetické náročnosti řešení oproti oddělené výrobě elektrické energie a tepla a ekologické vyhodnocení. Klíčová slova: druhotné zdroje energie, obnovitelné zdroje energie, kogenerace, směšovací stanice, spalovací motor, spalovací turbína, trubkový tepelný výměník, palivoenergetická náročnost

## **ANNOTATION OF THESIS**

PUCHNER, P. A Feasibility Study of Farm Waste Utilization in Cogeneration Units with Combustion Engines and Combustion Turbines. Ostrava: Department of Energy Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB- Technical University of Ostrava, 2011, 65 s. Thesis, head doc. Ing. Míka Jiří, CSc.

This thesis deals with the feasibility of biogas from waste agricultural farm through cogeneration units. In the introduction, the basic concepts related to the problem and specify the parameters for the design of the basic equipment of the electrical generator. Combined heat and power cogeneration unit and uses the rest of the necessary energy is provided by hot gas boiler. The thesis is the design of water - water heat exchanger and flue gas - water. The conclusion is a comparison of fuel and power cost solution compared to separate production of electricity and heat production and environmental assessment.

Key words: secondary source of energy, renewable energy, cogeneration, mixing stations, internal combustion engine, combustion turbine, heat exchanger tube, the fuel and energy demand

## Obsah diplomové práce:

0. Seznam použitého značení	...	8
1. Úvod	...	11
2. Obsah a cíl práce	...	12
3. Zdroje energie – bioplyn	...	14
3.1 Výpočty vlastností směsného plynu	...	16
3.2 Výpočet spalovacího motoru	...	24
3.3 Výpočet spalovací turbíny	...	31
3.4 Výpočet a návrh výměníku tepla za spalovacím motorem	...	37
4. Návrh a popis energetické centrály	...	55
5. Porovnání využití bioplynu	...	61
5.1 Porovnání spotřeby oddělené a kogenerační výroby E a T	...	
5.2 Porovnání produkce CO <sub>2</sub> oddělené a kogenerační výroby E a T	...	62
6. Závěr	...	63
7. Seznam použitých pramenů	...	64
8. Seznam příloh	...	65

## 0. Seznam použitého značení, zkratek a jednotek

Značka	Popis	Jednotka
C	Korekce pro vodorovné trubky	1
C <sub>d</sub>	Korekce na průměr potrubí	1
C <sub>el</sub>	Sazba elektrické energie	Kč/kWh
C <sub>l</sub>	Korekce na poměrnou délku	1
C <sub>n</sub>	Korekce na uspořádání trubek	1
C <sub>t</sub>	Korekce na teplotu stěny	1
C <sub>z</sub>	Korekce na počet řad trubek	1
D	Průměr	m
L	Délka	m
P	Výkon	kW
P <sub>el</sub>	Spotřeba elektrické energie	kWh
Pr	Prandtlovo číslo	1
Q	Výhřevnost	kJ/m <sup>3</sup>
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	Plocha	m <sup>2</sup>
S <sub>p</sub>	Průtočná plocha trubek	m <sup>2</sup>
T	Termodynamická teplota	K
V <sub>CO2</sub>	Objemové množství CO <sub>2</sub> ve spalínách	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
V <sub>H2O</sub>	Objemové množství H <sub>2</sub> O ve spalínách	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
V <sub>N2</sub>	Objemové množství N <sub>2</sub> ve spalínách	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
V <sub>O2</sub>	Objemové množství O <sub>2</sub> ve spalínách	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
V <sub>p</sub>	Průtok vody	m <sup>3</sup> /s
V <sub>pl</sub>	Množství plynu	m <sup>3</sup> /s
V <sub>sp</sub>	Množství spalín	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
V <sub>vzd</sub>	Množství spalovacího vzduchu	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
a	Měrná práce	kJ·m <sup>3</sup>
c	Měrná tepelná kapacita vody	J/(kg·K)
d	Průměr potrubí	m
e	Modul teplárenské výroby	1
i	Entalpie	kJ/kg



$i$	Počet trubek	1
$k$	Součinitel přestupu tepla (válcová stěna)	$W/(m \cdot K)$
$l$	Délka trubky	m
$m_v$	Průtokové množství topné vody	kg/s
$n$	Přebytek vzduchu	1
$p$	Tlak	Pa
$t$	Teplota Celsiova	$^{\circ}C$
$w$	Rychlost	m/s
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
$\varepsilon$	Tlakový poměr	1
$\eta$	Dynamická viskozita	Pa·s
$\kappa$	Adiabatický exponent	1
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$W/(m \cdot K)$
$\rho$	Hustota	$kg/m^3$

#### Dolní indexy

$CH_4$	Metan
$CO_2$	Oxid uhličitý
$H_2$	Vodík
$H_2O$	Voda
$N_2$	Dusík
$O_2$	Kyslík
PK	Plynový kompresor
SK	Spalovací komora
TR	Trubka
V	Výměník
VK	Vzduchový kompresor
e	Elektrický
g	Generátor
$i_e$	Izoentropický
$i_t$	Izotermický
min	Minimální
pl	Plyn
sp	Spalin

stř	Střední
t	Tepelný
td	Termodynamická
v	Voda
vn	Vnitřní
vzd	Vzduch

#### Zkratky

BPS	Bioplynová stanice
ČOV	Čistírna odpadních vod
DEZ	Druhotné energetické zdroj
KJ	Kogenerační jednotka
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
PEZ	Primární energetický zdroj
TV	Teplá voda

# 1. Úvod

Příroda lidstvu poskytuje pouze omezené množství surovin, proto je nezbytné využívat zdroje, které máme k dispozici s co nejvyšší efektivitou. Ke splnění takového cíle je nezřídka zapotřebí řada technologicky i ekonomicky náročných procesů.

**Druhotné energetické zdroje.** Po využití surovin, získaných z přírody z tzv. primárních energetických zdrojů zůstávají odpady, se kterými je potřeba nějakým způsobem nakládat. Jestliže dokážeme z odpadů dále efektivně využívat jejich chemicky vázanou energii, citelné teplo nebo potenciální energii plyných, případně kapalných látek, pak o takových odpadech hovoříme jako o druhotných zdrojích energie. Jejich využívání právě může významně zvýšit efektivitu využití přírodních surovin, čili vytvořit další ekonomický nebo ekologický přínos.

**Obnovitelné zdroje energie.** Dalším krokem vedoucím ke snižování spotřeby fosilních paliv k energetickým účelům a množství vyprodukovaného CO<sub>2</sub> je využívání obnovitelných zdrojů energie, jejichž definice podle zákona č. 180/2005 Sb. o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie zní:

*„Obnovitelnými zdroji se rozumí obnovitelné nefosilní přírodní zdroje energie, jimiž jsou energie větru, energie slunečního záření, geotermální energie, energie vody, energie půdy, energie vzduchu, energie biomasy, energie skládkového plynu, energie kalového plynu a energie bioplynu.“*

V této práci se zabývám využitím právě posledně jmenované energie bioplynu, která v DEZ spadá do oblasti odpadů organického charakteru. Známe tyto způsoby jeho využití:

1. Spalování odpadů a následné využití tepelné energie.
2. Biologický rozklad bez přístupu vzduchu (anaerobní digesce).
3. Tepelný rozklad.
  - Zplyňování za částečného přístupu vzduchu – vzniká tzv. energoplyn.
  - Pyrolýza (rozklad bez přístupu vzduchu při vysokých teplotách).

Výhoda biologického rozkladu oproti prostému spalování spočívá v tom, že dokážeme rozložit při nízkých teplotách biomasu na bioplyn, který lze dále spalováním energeticky využít, přičemž dojde k zachování živin v organické hmotě, zejména dusík, které je možno použít dále jako organické hnojivo. Nevýhodou je značná složitost zařízení a tím i vyšší nároky na investice i řízení celého procesu.

## 2. Obsah a cíl práce

Obsahem práce je stanovení způsobu využití bioplynu ze zemědělské bioplynové stanice. Praktická část obsahuje stabilizaci výhřevnosti bioplynu přidáváním zemního plynu, výpočty a volbu kogeneračních jednotek, kontrola provedeného modelu výměníku a úpravy k dosažení požadovaných parametrů topné vody 70/100 °C, návrh špičkového kotle, schéma bioplynové stanice a energetické centrály a vyhodnocení z hlediska palivo-energetického a ekologického.

Cílem práce je porovnání a volba vhodných zařízení pro energetickou centrálu, která bude využívat směsný plyn podle kapitoly 3.1, k výrobě elektrického proudu a tepla pro vlastní chod bioplynové stanice a dodávku do přilehlých oblastí. U zvolené kogenerační jednotky posouzení palivo-energetické náročnosti v porovnání s oddělenou výrobou energií.

**Kogenerační jednotky.** Jsou energetickými zařízeními sloužícími k transformaci energie uložené v palivu na elektrickou energii a teplo. Hlavními výhodami oproti oddělené výrobě energií jsou snížení palivo-energetické náročnosti, s tím ruku jdoucí snížení produkce množství emisí a skleníkových plynů, zvýšení efektivity malých zdrojů, a k decentralizaci výroby elektřiny, která s sebou nese také snížení ztrát v elektrorozvodné síti a vyšší bezpečnost dodávek. Nevýhodou je vysoká cena zařízení. Proto musí být ekonomika provozu zařízení co nejlepší. To se odvíjí od počtu hodin v roce, ve kterých zajistíme odbyt kogeneračního tepla nebo pokrýváme vlastní spotřebu tímto teplem.

**Kogenerační jednotka pro malé výkony.** Většinou pracuje se spalovacím motorem nebo mikroturbínou, které jsou poháněny generátorem vyrábějícím elektřinu, a dvěma výměníky pro využití odpadního tepla z motoru. První výměník odvádí teplo z bloku motoru a z oleje či chladicí kapaliny. Druhý výměník odvádí teplo z odcházejících výfukových spalín. Obvykle jsou kogenerační jednotky koncipovány pro dodávku tepla do teplovodního systému 90/70 °C. Alternativou ke spalovacím motorům a mikroturbínám je kombinovaná výroba elektřiny a tepla palivovými články. Funguje na principu chemické reakce plynu s okysličovadlem v tzv. palivovém článku tvořeném vhodnými elektrodami a elektrolytem. Palivo a okysličovadlo se na katalytickém povrchu elektrod ionizují, ionty jsou vedeny elektrolytem k druhé elektrodě a uvolněné elektrony vytvářejí elektrický proud. Tato přímá přeměna energie chemicky vázané v palivu na energii elektrickou není limitována stejnými termodynamickými principy jako ve spalovacích motorech (Carnotův cyklus) a umožňuje tak dosažení vyšší účinnosti. Dalšími výhodami jsou téměř bezhlučný provoz a minimální až

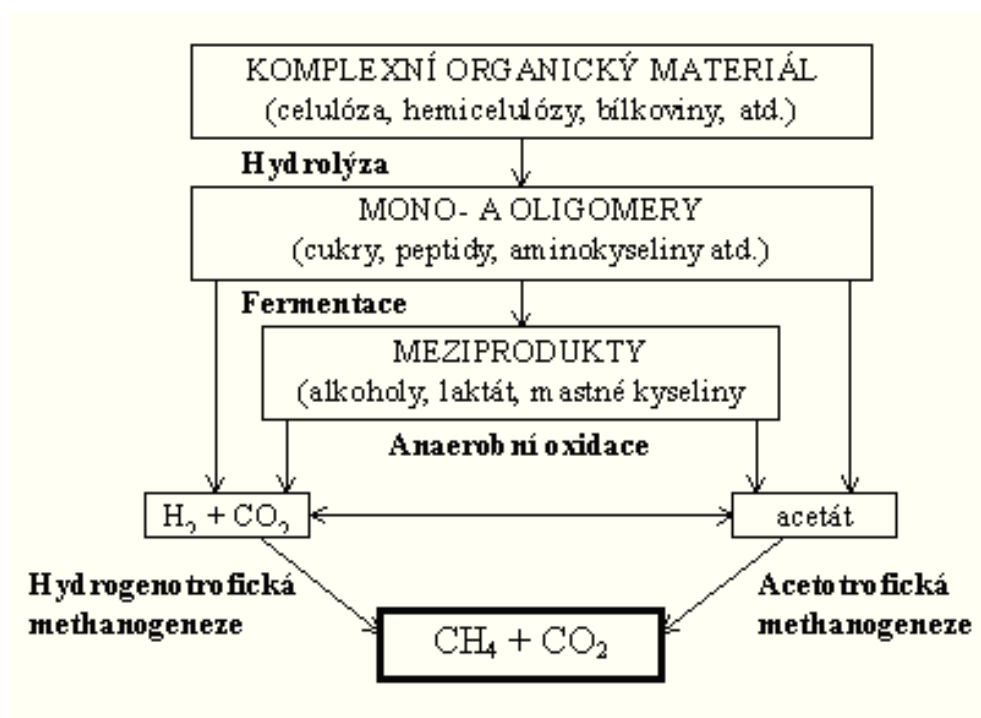
nulové emise škodlivin. Nejvhodnějším palivem je vodík, který se však obtížně získává, transportuje, skladuje a je drahý. Proto existují články, které používají zemní plyn nebo jiný uhlovodíkový plyn. Okysličovadlem je vždy vzduch. Produktem reakce je voda – jedná se o proces inverzní k elektrolyze vody. V palivovém článku je vyráběn stejnosměrný elektrický proud, pro dodávku vyrobené elektřiny do sítě je tedy nutnou součástí technologie střídač. Palivové články jsou však pro komerční využití zatím stále příliš drahé.

### 3. Zdroje energie – bioplyn

Technický bioplyn je produkovaný z odpadů organického charakteru při:

1. Zemědělské výrobě (sláma, kejda).
2. V dřevařské výrobě (dřevěné štěpky).
3. Na skládkách odpadů.
4. V čistírnách odpadních vod.

Děj, který popisuje vznik bioplynu se nazývá Anaerobní digesce je popsán na obr.1 . Jedná se o kontrolovanou mikrobiální přeměnu organických látek bez přístupu vzduchu za vzniku bioplynu a digestátu.



Obr.1 Průběh čtyřfázové anaerobní fermentace načrtnul Nordberg (1996) [13]

V tab.1 jsou data ze kterých, vycházím v následujících výpočtech. Pro zjednodušení dále uvažuji tři složení bioplynu. Zvolil jsem:

- s největším,
- s nejmenším
- s průměrným obsahem CH<sub>4</sub>.

Podle různého složení plynu se liší také jeho vlastnosti, což má neblahý vliv při jeho použití.

To lze vylepšit použitím směšovací komory, známe:

- Venturiho směšovač.
- Souprouté míšení.
- Tangenciální míšení.

V ní dochází k stabilizaci jeho vlastností přidáváním jiného plynu, čímž vzniká směsný plyn.

Stabilizace se provádí na:

- Konstantní tlak.
- Konstantní výhřevnost.
- Konstantní Wobbeho číslo.

Pro použití bioplynu v kogeneraci volím souprouté míšení se stabilizací na konstantní výhřevnost přidáváním zemního plynu.

Složení bioplynu z kejdy					
složka - objemové podíly %					
č. stanice	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	celkem
1.	64,5	31	3,7	0,8	100
2.	58,6	36	4,5	0,9	100
3.	65	29	4,7	1,3	100
4.	59,4	34	5,2	1,4	100
5.	57,4	39	3	0,6	100
6.	54,9	37	6,5	1,6	100
7.	58,1	38	2,4	1,5	100
8.	50,7	42	6,2	1,1	100
9.	48,7	31	16	4,3	100
10.	53,8	41	4,2	1	100
průměr	57,11	35,8	5,64	1,45	100

*Tab.1 Složení bioplynu z kejdy [2].*

Vybrané složení bioplynu pro výpočet vlastností					
složka - objemové podíly %					
č. stanice	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	celkem
3.	65,0	29,0	4,7	1,3	100
9.	48,7	31,0	16,0	4,3	100
průměr	54,0	35,0	8,8	2,2	100

*Tab.2 Vybrané složení bioplynu pro výpočet vlastností (z Tab.1).*

Složení zemního plynu ČR					
	složka - objemové podíly %				
zdroj	CH <sub>4</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	celkem
Jihomoravský ZP	97,7	1,2	0,5	0,6	100

Tab.3 Složení zemního plynu [14].

Druh plynu -	hustota -	výhřevnost -	spalné teplo	spotřeba vzduchu	množství spalin
	kg/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	kJ/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	kJ/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	kg/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	kg/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>
vodík - H <sub>2</sub>	0,0809	10785	12745	2,383	2,848
oxid uhelnatý - CO	1,2506	12635	12635	2,386	2,88
metan - CH <sub>4</sub>	0,7174	35880	39815	9,559	10,486
propan - C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,0102	93180	101205	24,36	26,244
n-butan - C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,703	123565	133795	32,308	34,709
uhlovodíky - C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	1,422	62048	67000	16,393	17,52

Tab.4 Fyzikální a chemické vlastnosti plynů [14].

### 3.1 Výpočet vlastností směsného plynu

Požadovaná výhřevnost směsného plynu = výhřevnosti bioplynu s nejvyšším podílem metanu:

$$Q_{iCH_4\max} = Q_{iCH_4} \cdot \omega_{CH_4\max} = 35880 \cdot 0,65 = 23322 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (1)$$

Průměrná výhřevnost bioplynu:

$$Q_{iCH_4\text{prům}} = Q_{iCH_4} \cdot \omega_{CH_4\text{prům}} = 35880 \cdot 0,571 = 20491 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (2)$$

Nejmenší výhřevnost bioplynu:

$$Q_{iCH_4\min} = Q_{iCH_4} \cdot \omega_{CH_4\min} = 35880 \cdot 0,487 = 17474 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (3)$$

Výhřevnost bioplynu					
	složka %				Q <sub>i</sub>
Bioplyn o složení	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	kJ/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>
s nejvyšší Q <sub>i</sub>	65,0	29,0	4,7	1,3	23322
s nejnižší Q <sub>i</sub>	48,7	31,0	16,0	4,3	20491
s průměrnou Q <sub>i</sub>	57,1	35,8	5,6	1,5	17474

Tab.5 Výhřevnost bioplynu (před stabilizací přidáváním ZP).



Výpočet výhřevnosti zemního plynu (podle složení Tab.3):

$$Q_{iZP} = Q_{iCH_4} \cdot \omega_{CH_4ZP} + Q_{iC_nH_m} \cdot \omega_{C_nH_mZP} = 35880 \cdot 0,977 + 62048 \cdot 0,012 = 35802 \text{ kJ} / \text{m}_{(n)}^3 \quad (4)$$

Tab.4 porovnává výhřevností  $Q_i$  pro různé složení bioplynu. Rozdíly výhřevnosti jsou nezanedbatelné, proto musíme provést její stabilizaci na konstantní hodnotu. To lze provést přidáváním jiného plynu, který je k dispozici. Jelikož potřebuji zvýšit výhřevnost, volím zemní plyn, který má oproti stabilizovanému bioplynu vyšší výhřevnost. Tím vznikne směsný plyn. Porovnání výsledků podle různého složení bioplynu budu dále uvádět v tabulkách, v příkladu výpočtu budou dosazeny parametry na BP o průměrném složení.

Objemové množství bioplynu  $x_1$  a zemního plynu  $x_2$ :

$$\begin{aligned} Q_{iSM} &= x_1 \cdot Q_{iBIO} + x_2 \cdot Q_{iZP} \\ 1 &= x_1 + x_2 \end{aligned} \quad (5)$$

Ze soustavy rovnic vyjádřím např.  $x_2$  jako procentuální množství ZP k přimíchání:

$$\begin{aligned} x_2 &= \frac{Q_{iSM} - Q_{iBIO}}{Q_{iZP} - Q_{iBIO}} = \frac{23322 - 20491}{35802 - 20491} = 0,185 \\ x_1 &= 1 - x_2 = 1 - 0,185 = 0,815 \end{aligned}$$

Příprava směsného plynu - % přídavek ZP			
stabilizovaný bioplyn	složka %		stabilizovaná výhřevnost $\text{kJ} \cdot \text{m}_{(n)}^{-3}$
	bioplyn	zemní plyn	směsný plyn
s nejvyšší $Q_i$	100	0	23322
s nejnižší $Q_i$	68,1	31,9	~23322
s průměrnou $Q_i$	81,5	18,5	~23322

Tab.6 Složení směsného plynu.

Objemové podíly jednotlivých složek ve směsném plynu:

$$\begin{aligned} \omega_{CH_4} &= \omega_{CH_4BIO} \cdot x_1 + \omega_{CH_4ZP} \cdot x_2 = 0,5711 \cdot 0,815 + 0,9769 \cdot 0,185 = 0,6461 \\ \omega_{C_mH_n} &= \omega_{C_mH_nBIO} \cdot x_1 + \omega_{C_mH_nZP} \cdot x_2 = 0 \cdot 0,815 + 0,0121 \cdot 0,185 = 0,0022 \\ \omega_{N_2} &= \omega_{N_2BIO} \cdot x_1 + \omega_{N_2ZP} \cdot x_2 = 0,358 \cdot 0,815 + 0,0089 \cdot 0,185 = 0,2935 \\ \omega_{CO_2} &= \omega_{CO_2BIO} \cdot x_1 + \omega_{CO_2ZP} \cdot x_2 = 0,0564 \cdot 0,815 + 0,0021 \cdot 0,185 = 0,0464 \\ \omega_{O_2} &= \omega_{O_2BIO} \cdot x_1 + \omega_{O_2ZP} \cdot x_2 = 0,0145 \cdot 0,815 + 0 \cdot 0,185 = 0,0118 \end{aligned} \quad (6)$$

Objemové podíly jednotlivých složek ve směsném plynu					
	složka - objemové podíly %				
Zemní plyn + BP	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>
s nejvyšší Q <sub>i</sub>	65	29	4,7	1,3	0
s nejnižší Q <sub>i</sub>	64,3	21,4	11	2,9	0,4
s průměrnou Q <sub>i</sub>	64,6	29,4	4,6	1,2	0,2

Tab.7 Chemické vlastnosti směšného plynu .

Spalné teplo zemního plynu:

$$Q_{sZP} = \sum_{i=1}^{i=p} Q_{sCH_4} \cdot \varpi_{CH_4ZP} + Q_{sC_nH_mZP} \cdot \varpi_{C_nH_mZP} = 39815 \cdot 0,9769 + 67000 \cdot 0,0121 = 39706 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (7)$$

Spalné teplo bioplynu:

$$Q_{sBIO} = \sum_{i=1}^{i=p} Q_{sCH_4} \cdot \omega_{CH_4BIO} = 39815 \cdot 0,5711 = 22738,3 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (8)$$

Spalné teplo směšného plynu:

$$Q_{sSM} = \sum_{i=1}^{i=p} Q_{sBIO} \cdot x_1 + Q_{sZP} \cdot x_2 = 22738 \cdot 0,815 + 39706 \cdot 0,185 = 25876 \text{ kJ} / m_{(n)}^3 \quad (9)$$

Hustoty složek tvořící směšný plyn (Tab.4):

$$\begin{aligned} \rho_{CH_4} &= 0,7174 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \\ \rho_{C_nH_m} &= 1,422 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \\ \rho_{N_2} &= \frac{28}{22,4} = 1,25 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \\ \rho_{CO_2} &= \frac{44}{22,4} = 1,964 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \\ \rho_{O_2} &= \frac{32}{22,4} = 1,429 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \end{aligned} \quad (10)$$

Hustota bioplynu:

$$\begin{aligned} \rho_{BIO} &= \rho_{CH_4} \cdot \omega_{CH_4} + \rho_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \rho_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \rho_{O_2} \cdot \omega_{O_2} = \\ &= 0,7174 \cdot 0,5711 + 1,25 \cdot 0,358 + 1,964 \cdot 0,0564 + 1,429 \cdot 0,0145 = 0,992 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \end{aligned} \quad (11)$$

Hustota zemního plynu:

$$\begin{aligned} \rho_{ZP} &= \rho_{CH_4} \cdot \omega_{CH_4} + \rho_{C_nH_m} \cdot \omega_{C_nH_m} + \rho_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \rho_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} = \\ &= 0,7174 \cdot 0,9769 + 1,422 \cdot 0,0121 + 1,25 \cdot 0,0089 + 1,964 \cdot 0,0021 = 0,733 \text{ kg} / m_{(n)}^3 \end{aligned} \quad (12)$$

Hustota směsného plynu:

$$\rho_{SM} = \sum_{i=1}^{i=p} \rho_{BIO} \cdot x_1 + \rho_{ZP} \cdot x_2 = 0,992 \cdot 0,815 + 0,733 \cdot 0,185 = 0,944 \text{ kg} / \text{m}_{(n)}^3 \quad (13)$$

Hutnota bioplynu:

$$d_{SM} = \frac{\rho_{BIO(n)}}{\rho_{vzd(n)}} = \frac{0,992}{1,2931} = 0,767 \quad (14)$$

Hutnota směsného plynu:

$$d_{SM} = \frac{\rho_{SM(n)}}{\rho_{vzd(n)}} = \frac{0,944}{1,2931} = 0,730 \quad (15)$$

Fyzikální vlastnosti plynů	Hustota plynů	Hutnota plynů
	kg/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	-
vzduch	1,293	1
zemní plyn	0,733	0,567
BP s nejvyšší Q <sub>i</sub>	0,942	0,729
BP s nejnižší Q <sub>i</sub>	1,117	0,864
BP s průměrnou Q <sub>i</sub>	0,992	0,767
SP s nejnižší Q <sub>i</sub>	0,992	0,767
SP s průměrnou Q <sub>i</sub>	0,941	0,728

Tab.8 Fyzikální vlastnosti plynů.

Složení směsného plynu						
	složka %					Q <sub>s</sub>
Směsný plyn	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	kJ/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>
s průměrnou Q <sub>s</sub>	64,6	29,4	4,6	1,2	0,2	25880

Tab.9 Fyzikální vlastnosti plynů.

Teoretické množství kyslíku ke spalování:

$$V_{O_2} = \sum \left( x + \frac{y}{4} \right) \cdot C_x H_y + 3,8 \cdot C_m H_n - O_2 = 2 \cdot 0,646 + 3,8 \cdot 0,002 - 0,012 = 1,3316 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (16)$$

Teoretické množství suchého vzduchu ke spalování:

$$V_{vzt}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2} = \frac{1}{0,21} \cdot 1,3316 = 6,341 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (17)$$

Teoretické množství suchých spalín po spalování:

$$V_{spt}^s = V_{CO_2} + V_{N_2} = 0,6912 + 5,303 = 5,9942 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

$$V_{CO_2} = \sum x \cdot C_x H_y + 2,6 \cdot C_m H_n + CO_2 = 0,641 + 2,6 \cdot 0,002 + 0,047 = 0,6912 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (18)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vzt}^s + N_2 = 0,79 \cdot 6,084 + 0,298 = 5,303 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

Teoretické množství vlhkých spalín po spalování:

$$V_{spt}^v = V_{sps}^s + V_{H_2O} = 5,9942 + 1,25 = 7,244 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

$$V_{H_2O} = \sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + 2,4 \cdot C_m H_n \cdot H_2 S \cdot H_2 \cdot (v-1) \cdot V_{vzs}^s =$$

$$= 2 \cdot 0,641 + 2,4 \cdot 0,002 = 1,25 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (19)$$

Skutečné množství suchého vzduchu ke spalování s přebytkem  $n = 1,6$  :

$$V_{vzs}^s = V_{vzt}^s \cdot n = 6,314 \cdot 1,6 = 10,145 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (20)$$

Skutečné množství suchých spalín po spalování s přebytkem  $n = 1,6$ :

$$V_{sps}^s = V_{spt}^s + (n-1)V_{vzt}^s = 5,9942 + (1,6-1) \cdot 6,341 = 11,048 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (21)$$

Skutečné množství vlhkých spalín po spalování s přebytkem  $n = 1,6$ :

$$V_{sps}^v = V_{sps}^s + V_{H_2O} = 11,048 + 1,25 = 12,298 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

$$V_{H_2O} = \sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + 2,4 \cdot C_m H_n =$$

$$= 2 \cdot 0,641 + 2,4 \cdot 0,002 = 1,25 \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (22)$$

Složení vlhkých spalín s přebytkem  $n = 1,6$ :

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{sps}^v} = \frac{0,6912}{11,048} = 6,26\%$$

$$N_2 = \frac{V_{N_2}}{V_{sps}^v} = \frac{8,308}{11,048} = 75,20\%$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vzs}^s + N_2 = 0,79 \cdot 10,145 + 0,2935 = 8,308 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

$$H_2O = \frac{V_{H_2O}}{V_{sps}^v} = \frac{1,25}{11,048} = 11,31\%$$

$$O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_{sps}^v} = \frac{0,7989}{11,048} = 7,23\% \quad (23)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vzt}^s = 0,21 \cdot (1,6-1) \cdot 6,341 = 0,7989 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

Mez zápalnosti - jako koncentrace topného plynu ve směsi palivo – vzduch.

Meze zápalnosti složek plynu		
Druh plynu	K <sub>d</sub> [%]	K <sub>h</sub> [%]
H <sub>2</sub>	4	75,9
CO	12,5	74,2
CH <sub>4</sub>	5	15
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	3	28,6

Tab.10 Meze zápalnosti jednotlivých složek plynu [14].

Objemové podíly jednotlivých hořlavých složek v čisté hořlavině:

$$\omega_{CH_4-\check{c}} = \frac{\omega_{CH_4}}{\omega_{CH_4} + \omega_{C_nH_m}} = \frac{0,646}{0,646 + 0,002} = 0,997$$

$$\omega_{C_nH_m-\check{c}} = \frac{\omega_{C_nH_m}}{\omega_{CH_4} + \omega_{C_nH_m}} = \frac{0,002}{0,646 + 0,002} = 0,003 \quad (24)$$

Spodní mez zápalnosti z čistých hořlavých složek:

$$K_{d-\check{c}} = \frac{1}{\frac{\omega_{CH_4-\check{c}}}{K_{d-CH_4}} + \frac{\omega_{C_nH_m-\check{c}}}{K_{d-C_nH_m}}} = \frac{1}{\frac{0,997}{0,05} + \frac{0,003}{0,03}} = 0,050 \Rightarrow 5\% \quad (25)$$

Korekce meze zápalnosti na balast (nehořlavé složky) **B**:

$$B = (\omega_{N_2} + \omega_{CO_2}) \cdot 100 = (0,294 + 0,046) \cdot 100 = 34\% \quad (26)$$

Korigovaná spodní mez zápalnosti na balast bude:

$$K_d = \frac{(1 + \frac{B}{100 - B}) \cdot 100}{100 + K_{d-\check{c}} \cdot \frac{B}{100 - B}} \cdot K_{d-\check{c}} = \frac{(1 + \frac{34}{100 - 34}) \cdot 100}{100 + 5 \cdot \frac{34}{100 - 34}} \cdot 5 = 7,4\% \quad (27)$$

Horní mez zápalnosti z čistých hořlavých složek:

$$K_{h-\check{c}} = \frac{1}{\frac{\omega_{CH_4-\check{c}}}{K_{h-CH_4}} + \frac{\omega_{C_nH_m-\check{c}}}{K_{h-C_nH_m}}} = \frac{1}{\frac{0,997}{0,15} + \frac{0,003}{0,286}} = 0,150 \Rightarrow 15\% \quad (28)$$

Korigovaná horní mez zápalnosti na balast bude:

$$K_h = \frac{(1 + \frac{B}{100 - B}) \cdot 100}{100 + K_{h-\check{c}} \cdot \frac{B}{100 - B}} \cdot K_{h-\check{c}} = \frac{(1 + \frac{34}{100 - 34}) \cdot 100}{100 + 15 \cdot \frac{34}{100 - 34}} \cdot 15 = \frac{151,5}{107,7} \cdot 15 = 21,1\% \quad (29)$$

Rychlost šíření plamene při spalování čisté směsi při koncentraci  $K_{h-\dot{c}}$ :

Rychlost šíření plamene			
Druh plynu		koncentrace při	$u_{n-h}$
		$u_{n-h}$ [%]	[cm/s]
vodík	H <sub>2</sub>	42,5	346
oxid uhelnatý	CO	41,5	42
metan	CH <sub>4</sub>	10,17	43
uhlovodíky	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	7	63

Tab.11 Rychlost šíření plamene jednotlivých složek plynu [14].

$$u_{n-h-\dot{c}} = \left( \frac{\omega_{CH_4-\dot{c}} \cdot u_{n-CH_4-h}}{K_{h-CH_4}} + \frac{\omega_{C_nH_m-\dot{c}} \cdot u_{n-C_nH_m-h}}{K_{h-C_nH_m}} \right) \cdot K_{\dot{c}-\max} = \left( \frac{0,997.43}{0,150} + \frac{0,003.63}{0,286} \right) \cdot 0,150 = 43 \text{ cm/s}$$
(30)

Korekce rychlosti na balast:

$$u_{n-h} = k_B \cdot u_{n-h-\dot{c}} = 0,651 \cdot 43 = 28 \text{ cm/s}$$
(31)

Korekční součinitel:

$$k_B = 1 - \omega_{N_2} - 1,2 \omega_{CO_2} = 1 - 0,294 - 1,2 \cdot 0,046 = 0,651$$
(32)

Záměnnost topných plynů - Wobbeho číslo:

$$W_s^{DEL} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{Q_s}{\sqrt{d}} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{25880}{\sqrt{0,767}} = 29550 \text{ kJ/m}_{(n)}^3$$

$$W_i = \frac{Q_i}{\sqrt{d}} = \frac{23322}{\sqrt{0,767}} = 26630 \text{ kJ/m}_{(n)}^3$$
(33)

Potenciál spalování [15]:

$$C = u \cdot \frac{(\omega_{H_2} + 0,3 \cdot \omega_{CH_4} + 0,7 \cdot \omega_{CO} + v \cdot \sum a_i \cdot \omega_{C_mH_n})}{\sqrt{d}} = 1,114 \cdot \frac{(0,3 \cdot 64,6 + 1,441 \cdot 0,2)}{\sqrt{0,728}} = 25,7$$
(34)

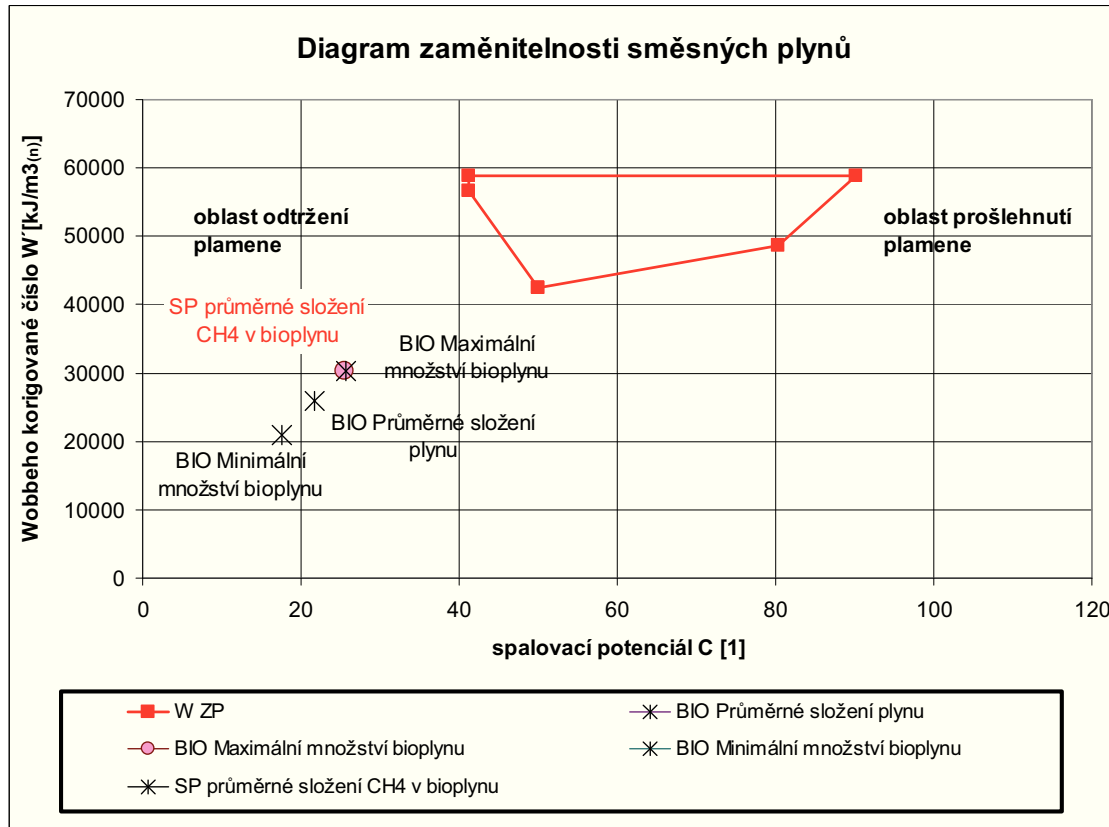
Spalovací vlastnosti podle vypočítaného složení plynů :		bioplyn			Směsný plyn	
		min. CH <sub>4</sub>	střed. CH <sub>4</sub>	max. CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub> min <sup>+</sup> ZP	CH <sub>4</sub> stř. <sup>+</sup> ZP
Spotřeba vzduchu při n = 1	m <sup>3</sup> /kg	5,212	5,659	6,375	6,532	6,341
Množství spalin při n = 1	m <sup>3</sup> /kg	6,016	6,559	7,279	7,370	7,244
Přebytek kyslíku	-	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Množství vzduchu při n = 1,6	m <sup>3</sup> /kg	8,340	9,054	10,200	10,451	10,145
Množství spalin při přebytku n = 1,6	m <sup>3</sup> /kg	9,143	9,954	11,104	11,289	11,048
Výhřevnost paliva	kJ/kg	17473	20491	23322	23081	23182
Spalné teplo paliva	kJ/kg	19390	22739	25880	25613	25725
Wobbeho korigované číslo	kJ/m <sup>3</sup> <sub>(n)</sub>	20862	25960	30321	29242	30155
Spalovací potenciál	-	17,5	20,6	25,5	25,3	25,7

Tab.12 Srovnávací tabulka spalovacích vlastností.

### Zhodnocení použitelnosti směsného plynu.

Směsný plyn ve složení podle zadání nelze použít pro hořáky na zemní, koksárenský a směsný plyn z diagramu zaměnitelnosti.

Protože dle Delbourgovy metody se zadaný směsný plyn nachází v oblasti utržení plamene.



Obr.2 Diagram zaměnitelnosti směsných plynů.

### 3.2 Výpočet spalovacího motoru

Zadání pro výpočet motoru			
Výhřevnost paliva	Q <sub>i</sub>	23322	kJ/m <sup>3</sup>
počet válců	i	8	-
průměr	d	170	mm
zdvih	s	190	mm
zdvihový objem	V <sub>z</sub>	34,5	dm <sup>3</sup>
otáčky	n	1500	min <sup>-1</sup>
kompresní poměr	ε	11	
polytr.komp.	n <sub>k</sub>	1,37	-
účinnost válce	η <sub>v</sub>	85	%
tlak v sání	p <sub>1</sub>	0,2	MPa
teplota sání	T <sub>1</sub>	316,15	K
exponent polytropy expanze	n <sub>e</sub>	1,42	
mechanická účinnost	η <sub>m</sub>	0,82	
tlak při výfuku	p <sub>6</sub>	0,25	MPa
podíl tepla odvedeného chl.	x <sub>ch</sub>	0,3	
koef. odvodu tepla - p=k	x <sub>s</sub>	0,2	
koef. odvodu tepla - výfuk	x <sub>v</sub>	0,1	
adiabatický exponent	κ	1,4	

Tab.13 Výchozí parametry pro výpočet motoru.

Zdvihový objem 1 válce:

$$V_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,170^2}{4} \cdot 0,190 = 0,004313 \text{ m}^3 \quad (35)$$

#### Kompresa

Objem V<sub>2</sub> na konci komprese:

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{0,0043126}{11 - 1} = 0,000431 \text{ m}^3 \quad (36)$$

Objem V<sub>1</sub> na konci zdvihu:

$$V_1 = \varepsilon \cdot V_2 = 11 \cdot 0,00043126 = 0,004744 \text{ m}^3 \quad (37)$$

Výpočet tlaku p<sub>2</sub> na konci komprese:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_k} = 200\,000 \cdot 11^{1,37} = 5342419 \text{ Pa} \quad (38)$$

Teplota T<sub>2</sub> na konci komprese:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_k - 1} = 316,15 \cdot 11^{1,37 - 1} = 768 \text{ K} = 495^\circ\text{C} \quad (39)$$



## Spalování

Výpočet množství paliva na jeden cyklus:

$$V_{pl} = \frac{V_z \cdot p_1 \cdot T_N \cdot \eta_v}{1 + \lambda \cdot V_{vzd, \min} \cdot p_N \cdot T_1} = \frac{0,0043126 \cdot 200\,000 \cdot 273,15 \cdot 0,875}{1 + 1,6 \cdot 6,084 \cdot 101\,325 \cdot 316,15} = 0,000523 \, m^3 / \text{cyklus} \quad (40)$$

Množství směsi plynu vzduchu:

$$V_{sm} = 1 + \lambda \cdot V_{vzd, \min} = 1 + 1,6 \cdot 6,084 = 11,945 \, m^3 / m_n^3 \quad (41)$$

Množství směsi na cyklus:

$$V_{sm-lc} = V_{pl} \cdot V_{sm} = 0,0005231 \cdot 11,9512 = 0,006252 \, m^3 / \text{cyklus} \quad (42)$$

Množství spalín na cyklus:

$$V_{sp-lc} = V_{pl} \cdot V_{sp} = 0,0005231 \cdot 11,951 = 0,006252 \, m^3 / \text{cyklus} \quad (43)$$

Množství tepla uvolněného spálením části paliva (z bodu 2 do bodu 3):

$$Q_{23} = V_{pl} \cdot x \cdot Q_i = 0,0005231 \cdot 0,8 \cdot 23322 = 9,760 \, kJ / \text{cyklus} \quad (44)$$

Měrná vnitřní energie v bodě 2:

$$u_2 = a_{usm} \cdot t_2 + b_{usm} \cdot t_2^2 = 1,0804608 \cdot 494,58 + 0,000743941 \cdot 494,58^2 = 527,891 \, kJ / m_n^3 \quad (45)$$

Teplota v bodě 3:

$$V_{sp} \cdot V_{pl} \cdot (a_{usp} \cdot t_3 + b_{usp} \cdot t_3^2) = V_{sm} \cdot V_{pl} \cdot (a_{usm} \cdot t_2 + b_{usm} \cdot t_2^2) + Q_{23} \quad (46)$$

	Koeficienty pro $t_3$ [3]
a	8,32154E-05
b	1,1089675

→ Teplota  $T_3$  je pak  $1938K = 1665 \, ^\circ C$ .

Tlak v bodě 3:

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{5342419,345 \cdot 2081,5}{760,44} = 13485904 \, Pa \quad (47)$$

Objem v bodě 3 je stejný jako v bodě 2.

Množství tepla uvolněného spálením zbytku paliva:

$$Q_{34} = Q_i \cdot V_{pl} \cdot (1 - x) = 23322 \cdot 0,0005230824 \cdot (1 - 0,8) = 2,421 \, kJ / \text{cyklus} \quad (48)$$

Teplo odvedené chlazením při změně z bodu 3 do bodu 4.

$$Q_{chl,34} = Q_i \cdot V_{pl} \cdot x_{ch} \cdot x_s = 23322 \cdot 0,0005230824 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 0,726 \, kJ / \text{cyklus} \quad (49)$$

Vnitřní energie v bodě 3:

$$u_3 = a_{usp} \cdot t_2 + b_{usp} \cdot t_2^2 = 1,1089675 \cdot 1808 + 8,32154E-05 \cdot 1808^2 = 2076,522 \text{ kJ} / m_n^3 \quad (50)$$

Měrná entalpie v bodě 3:

$$i_3 = a_{isp} \cdot t_3 + b_{isp} \cdot t_3^2 = 1,3337282 \cdot 1808 + 0,000144315 \cdot 1808^2 = 2620,270 \text{ kJ} / m^3 \quad (51)$$

Entalpie v bodě 3:

$$I_3 = V_{sp} \cdot V_{pl} \cdot i_3 = 11,951 \cdot 0,0005230824 \cdot 2833,13 = 16,382 \text{ kJ} / \text{cyklus} \quad (52)$$

Entalpie v bodě 4:

$$I_4 = I_3 + Q_{34} - Q_{chl,34} = 18,0276 + 2,4399 - 0,7320 = 18,076 \text{ kJ} / \text{cyklus} \quad (53)$$

Měrná entalpie v bodě 4:

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{sp} \cdot V_{pl}} = \frac{19,7355}{11,951 \cdot 0,0005231} = 2891,280 \text{ kJ} / m^3 \quad (54)$$

Teplota v bodě 4:

$$i_4 = a_{isp} \cdot t_4 + b_{isp} \cdot t_4^2 \quad (55)$$

Koeficienty pro $t_4$ [3]	
a	0,000144315
b	1,3337282

→ Teplota  $T_4$  je pak 2086 K = 1812 °C. Tlak v bodě 4 je stejný jako v bodě 3.

## Expanze

Objem v bodě 4:

$$V_4 = \frac{V_3 \cdot T_4}{T_3} = \frac{0,0004312621 \cdot 2227}{2082} = 0,000464 \text{ m}^3 \quad (56)$$

Objem v bodě 5 je stejný jako v bodě 4.

Teplota v bodě 5:

$$T_5 = T_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} = 2227 \cdot \left( \frac{0,0004614243}{0,0047438834} \right)^{1,42 - 1} = 786 \text{ K} \quad (57)$$

Tlak v bodě 5:

$$p_5 = p_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} = 13029266 \cdot \left( \frac{0,0004614243}{0,0047438834} \right)^{1,42} = 497033 \text{ Pa} \quad (58)$$

Měrná entalpie v bodě 5:

$$i_5 = a_{isp} \cdot t_5 + b_{isp} \cdot t_5^2 = 1,3337282 \cdot 564 + 0,000144315 \cdot 564^2 = 721,461 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (59)$$

**Výfuk**

Teplota v bodě 6:

$$T_6 = T_5 \cdot \frac{2}{n_e + 1} = 836 \cdot \frac{2}{1,42 + 1} = 649 \text{ K} \quad (60)$$

Měrná entalpie v bodě 6:

$$i_6 = a_{isp} \cdot t_6 + b_{isp} \cdot t_6^2 = 1,3337282 \cdot 418 + 0,000144315 \cdot 418^2 = 522,117 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (61)$$

Teplo odvedené chlazením při změně z bodu 6 do bodu 7 (výfuk):

$$Q_{chl,67} = Q_i \cdot V_{pl} \cdot x_{ch} \cdot x_v = 23322 \cdot 0,0005230824 \cdot 0,3 \cdot 0,1 = 0,363 \text{ kJ} / \text{cyklus} \quad (62)$$

Entalpie v bodě 7:

$$I_7 = V_{sp-1c} \cdot i_6 - Q_{chl,67} = 0,0062513582 \cdot 582,714 - 0,366 = 2,901 \text{ kJ} / \text{cyklus} \quad (63)$$

Měrná entalpie v bodě 7:

$$i_7 = \frac{I_7}{V_{sp-1c}} = \frac{5,434}{0,00625135582} = 464,044 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (64)$$

Teplota v bodě 7:

Koeficienty pro $t_7$ [3]	
a	0,000144315
b	1,3337282

→ Teplota T7 je pak 609 K = 336 °C.

**Indikovaná práce oběhu, výkon motoru (indikovaný, efektivní), účinnost.**

Práce oběhu z bodu 0 do bodu 1:

$$A_{01} = p_1 \cdot V_z = 200\,000 \cdot 0,0043126213 = 863 \text{ J} / \text{cyklus} \quad (65)$$

Práce oběhu z bodu 1 do bodu 2:

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1}{n_k - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \right) = \frac{200\,000 \cdot 0,0047438834}{1,37 - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{5342419,345}{200\,000} \right)^{\frac{1,37 - 1}{1,37}} \right) = -3663 \text{ J} / \text{cyklus} \quad (66)$$

Práce oběhu z bodu 3 do bodu 4:

$$A_{34} = p_3 \cdot (V_4 - V_3) = 14\,484626 \cdot (0,0004614243 - 0,0004312621) = 443 \text{ J} / \text{cyklus} \quad (67)$$

Práce oběhu z bodu 4 do bodu 5:

$$A_{45} = \frac{p_3 \cdot V_4}{n_e - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \right) = \frac{14\,484\,626 \cdot 0,000461}{1,42 - 1} \cdot \left( 1 - \left( \frac{529444}{13029266} \right)^{\frac{1,42 - 1}{1,42}} \right) = 9289 \text{ J / cyklus}$$
(68)

Práce oběhu z bodu 6 do bodu 7 (objem  $V_6 = V_1 = V_5$ , objem  $V_7 = V_2 = V_3$ ):

$$A_{67} = -p_6 \cdot (V_1 - V_2) = -250\,000 \cdot (0,004744 - 0,000431) = -1078 \text{ J / cyklus}$$
(69)

Celková práce oběhu ve válci za jeden cyklus:

$$A_{id} = A_{01} + A_{12} + A_{34} + A_{45} + A_{67} = 863 - 3663 + 161 + 8764 - 1078 = 5853 \text{ J / cyklus}$$
(70)

Práce motoru za jeden cyklus:

$$A_{id,8} = i \cdot A_{id} = 8 \cdot 5047 = 46827 \text{ J / cyklus}$$
(71)

Indikovaný výkon 1 válce – výkon předaný na píst:

$$P_{id} = A_{id} \cdot \frac{n}{2} = 5046,8 \cdot \frac{(1500 / 60)}{2} = 73,167 \text{ kW}$$
(72)

Indikovaný výkon celého motoru:

$$P_{id,8} = A_{id,8} \cdot \frac{n}{2} = 40376 \cdot \frac{(1500 / 60)}{2} = 585,338 \text{ kW}$$
(73)

Efektivní výkon motoru:

$$P_{ef} = P_{id,8} \cdot \eta_m = 505 \cdot 0,82 = 484 \text{ kW}$$
(74)

Celková spotřeba paliva:

$$V_{plc} = \frac{V_{pl} \cdot i \cdot n}{2} = \frac{0,000523 \cdot 8 \cdot (1500 / 60)}{2} = 0,052340 \text{ m}^3 / \text{s}$$
(75)

Tepelný příkon v palivu:

$$P_B = V_{plc} \cdot Q_i = 0,052308 \cdot 23322 = 1210,253 \text{ kW}$$
(76)

Stupeň plnění:

$$\rho = \frac{V_4}{V_2} = \frac{0,000461}{0,000431} = 1,076$$
(77)

Účinnost ideálního oběhu:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{11^{1,4-1}} \cdot 100 = 61,68 \%$$
(78)

Efektivní účinnost:

$$\eta_{ef} = \frac{P_{ef}}{P_B} = \frac{414}{1220} \cdot 100 = 39,66\% \quad (79)$$

Indikovaná účinnost:

$$\eta_{ind} = \frac{P_{id,8}}{P_B} = \frac{505}{1220} \cdot 100 = 48,36\% \quad (80)$$

Termodynamická účinnost:

$$\eta_{td-ind} = \frac{\eta_{ind}}{\eta_{ti}} = \frac{41,37}{61,68} \cdot 100 = 78,41\% \quad (81)$$

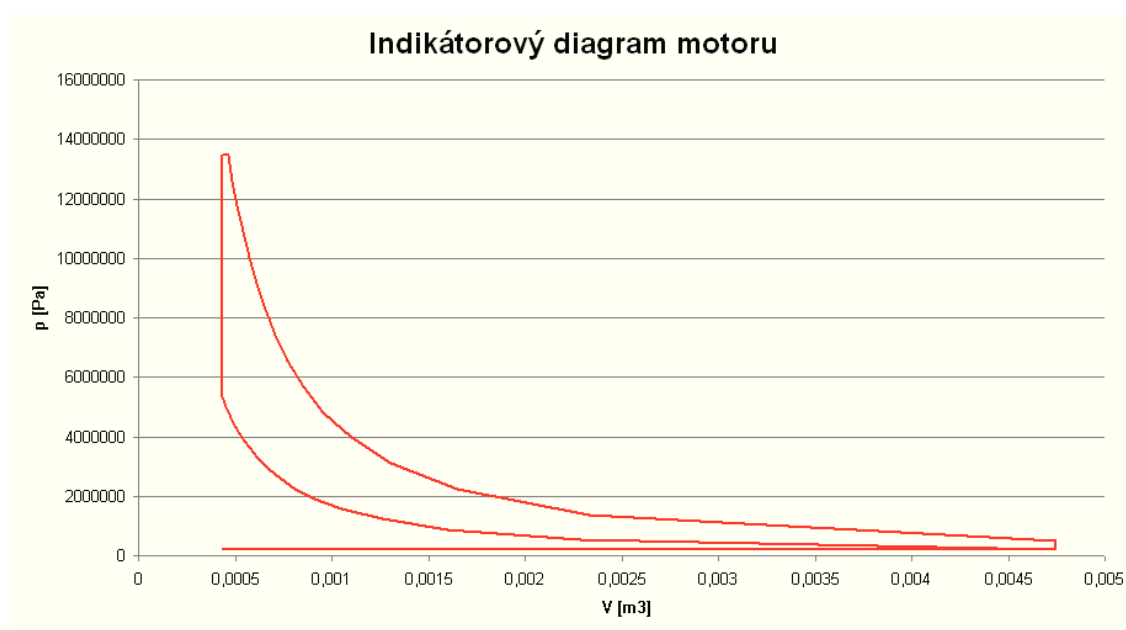
Měrná spotřeba paliva:

$$\mu_b = \frac{V_{plc} \cdot 3600}{P_{ef}} = \frac{0,052308 \cdot 3600}{414} = 0,393 \text{ m}^3 / kWh \quad (82)$$

Výsledky výpočtů motoru		CH <sub>4max</sub>	CH <sub>4min</sub> +ZP	CH <sub>4str</sub> +ZP	
max. el.výkon	Q <sub>e-max</sub>	406,3	395,5	406,0	kW
max.tep.výkon	Q <sub>t-max</sub>	579,6	565,5	579,3	kW
příkon v palivu	Q <sub>b</sub>	1382,0	1335,0	1381,2	kW
celková účinnost	η <sub>celk</sub>	71,3	72,0	71,3	%
elektr.účinnost	η <sub>el</sub>	29,4	29,6	29,4	%
tep.účinnost	η <sub>tep</sub>	41,9	42,4	41,9	%
modul tepl.výroby		41,2	41,2	41,2	

Tab.14 Shrnutí výsledků výpočtu spalovacího motoru .

Diagram p-v:



Obr.3 Indikátorový diagram dle výpočtu motoru.

Návrh kogenerační jednotky:

Kogenerační jednotka pro bioplyn TEDOM QUANTO D580		dle výrobce (při 65% CH <sub>4</sub> )	
max. el.výkon	Q <sub>e</sub> -max	600	kW
max.tep.výkon	Q <sub>t</sub> -max	646	kW
spotřeba paliva	Q <sub>b</sub>	218	m <sup>3</sup> /h
celková účinnost	η <sub>celk</sub>	88	%
elektr.účinnost	η <sub>el</sub>	43	%
tep.účinnost	η <sub>tep</sub>	46	%
modul tepl.výroby	e	48	-

Tab.15 Kogenerační jednotka pro bioplyn  
TEDOM QUANTO D580.

### 3.3 Výpočet spalovací turbíny

Zadání pro výpočet turbíny			
Výhřevnost paliva	Qi	23322	kJ/m <sup>3</sup>
Kompresní poměr	epsilon	7,3	1
Tlak nasávaného vzduchu	p1	0,1	MPa
Teplota nasávaného vzduchu	t1	15	oC
Teplota spalin před turbinou	t3	800	oC
Tlak plynu v rozvodu	p pl	0,005	MPa
Teplota plynu v rozvodu	t pl1	15	oC
Účinnost kompresoru ST	eta is-vn	0,85	1
Účinnost spal.turbíny	eta td-vn	0,78	1
Mechan.účinnost turboagregátu	eta msST	0,95	1
Účinnost generátoru ST	eta g-ST	0,98	1
Účinnost plyn.kompresoru	eta is-vn-pl	0,9	1
Mech.účinnost plyn.kompresoru	eta m-pl	0,96	1
Účinnost elmotoru PK	eta el-pl	0,96	1
Účinnost spalovací komory	eta-sk	0,95	1
Účinnost parní turbíny	eta-td-PT	0,668	1
Mechanická účinnost PT	eta-m-PT	0,96	1
Účinnost generátoru PT	eta-g-PT	0,98	1

Tab.16 Výchozí parametry pro výpočet turbíny.

Výpočet:

Produkce bioplynových stanic činí 10000 m<sup>3</sup> / den .

To jest:

$$V_{pl} = \frac{10000}{24} = 416,7 \text{ m}^3 / \text{h} \Rightarrow 0,116 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (82)$$

Příkon v plynu o výhřevnosti 23322 kJ / m<sup>3</sup> :

$$P_B = V_{pl} \cdot Q_i = \frac{416,7}{3600} \cdot \frac{23322}{1000} = 2,699 \text{ MW} \quad (83)$$

Jmenovitý výkon generátoru, viz. Výkon generátoru spalovací turbíny:

$$P_{e-ST} = 621,4 \text{ kW} \quad (84)$$

Měrná spotřeba paliva:

$$q_B = \frac{V_{pl} \cdot Q_i}{P_{e-ST}} \cdot 3600 = \frac{0,116 \cdot 23322}{621,4} \cdot 3600 = 15637 \text{ kJ} / \text{kWh} \quad (85)$$

Zvolená teplota na konci komprese:

$$t_2 = 274 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Zvolená skutečná teplota za plynovým kompresorem:

$$t_{2\_pl} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vzduchový kompresor.

Teplota za izoentropickou kompresí:

$$t_{2is} = (t_1 + 273,15) \cdot \varepsilon^{0,286} - 273,15 = (15 + 273,15) \cdot 7,3^{0,286} - 273,15 = 235,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (86)$$

Teplota na konci komprese:

$$t_2 = 274 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie nasávaného vzduchu:

$$i_1 = 1,29 \cdot t_1 + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot t_1^2 = 1,29 \cdot 15 + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot 15^2 = 19,4 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (87)$$

Entalpie vzduchu za izoentropickou kompresí:

$$i_{2is} = 1,29 \cdot t_{2is} + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot t_{2is}^2 = 1,29 \cdot 235,6 + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot 235,6^2 = 310,3 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (88)$$

Entalpie vzduchu za kompresí skutečnou:

$$i_2 = 1,29 \cdot t_2 + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot t_2^2 = 1,29 \cdot 274 + 1,146 \cdot 10^{-4} \cdot 274^2 = 362,1 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (89)$$

Entalpie vzduchu za kompresí skutečnou:

$$i_2 = \frac{i_{2is} - i_1}{\eta_{is\_vn}} + i_1 = \frac{310,3 - 19,4}{0,85} + 19,4 = 361,7 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (90)$$

Plynový kompresor.

Teplota izoentropická za kompresí skutečnou:

$$t_{2is\_pl} = (t_{pl1} + 273,15) \cdot \left( \frac{p_1}{p_1 + p_{pl}} \cdot \varepsilon \right)^{0,286} - 273,15 = (15 + 273,15) \cdot \left( \frac{0,1}{0,1 + 0,005} \cdot 7,3 \right)^{0,286} - 273,15 = 228,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (91)$$

Zvolená skutečná teplota za PK:

$$t_{2pl} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Koeficienty entalpie plynu [3]:

$$a = 1,6007$$

$$b = 0,000222$$

Entalpie plynu před PK:

$$i_{1pl} = a \cdot t_{pl1} + b \cdot t_{pl1}^2 = 1,6007 \cdot 15 + 0,000222 \cdot 15^2 = 24,1 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (92)$$



Entalpie plynu za kompresí izoentropickou:

$$i_{2pl\_is} = a \cdot t_{2is\_pl} + b \cdot t_{2is\_pl}^2 = 1,6007 \cdot 228,6 + 0,000222 \cdot 228,6^2 = 377,5 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (93)$$

Entalpie plynu za kompresí skutečnou:

$$i_{2pl} = a \cdot t_{pl2} + b \cdot t_{pl2}^2 = 1,6007 \cdot 250 + 0,000222 \cdot 250^2 = 414,1 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (94)$$

Entalpie plynu za kompresí skutečnou:

$$i_{2pl} = \frac{i_{2pl\_is} - i_{1pl}}{\eta_{is\_vn\_pl}} + i_{1pl} = \frac{377,5 - 24,1}{0,9} + 24,1 = 416,8 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (95)$$

Spalovací komora

Teplota spalin před turbínou:

$$t_3 = 800 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Koeficienty entalpie spalin při  $n=1$  [3]:

$$a = 1,29$$

$$b = 0,000146$$

Entalpie spalin za SK:

$$i_3 = a \cdot t_3 + b \cdot t_3^2 = 1,29 \cdot 800 + 0,000146 \cdot 800^2 = 1125,4 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (96)$$

Přebytek vzduchu:

$$\begin{aligned} n &= \frac{V_{pl} \cdot i_{pl} + Q_i \cdot \eta_{ST} - V_{sp-min} \cdot i_3 + V_{vzd-min} \cdot i_3}{V_{vz-min} \cdot (i_3 - i_2)} = \\ &= \frac{1 \cdot 414,1 + 23322 \cdot 0,95 - 7,102 \cdot 1125,4 + 6,151 \cdot 1125,4}{6,151 \cdot (1125,4 - 362,1)} = 4,57 \end{aligned} \quad (97)$$

Vstup energie ze spalovací komory:

$$Q_{ST1} = n \cdot V_{vz-min} \cdot i_{2is} + i_{2pl\_is} + \eta_{SK} \cdot Q_i = 4,57 \cdot 6,151 \cdot 310,3 + 377,5 + 0,95 \cdot 23322 = 31273,3 \text{ kJ} \cdot \text{m}_{pl}^{-3} \quad (98)$$

Výstup energie do spalovací komory:

$$\begin{aligned} Q_{ST2} &= V_{sp-min} \cdot i_3 + (n-1) \cdot V_{vz-min} \cdot (1,2893) \cdot t_3 + 0,0001222 \cdot t_3^2 = \\ &= 7,102 \cdot 1125,4 + (4,57-1) \cdot 6,151 \cdot (1,2893) \cdot 800 + 0,0001222 \cdot 800^2 = 32419,5 \text{ kJ} \cdot \text{m}_{pl}^{-3} \end{aligned} \quad (99)$$

Koeficienty entalpie spalin při přebytku vzduchu  $n$  [3]:

$$a = 1,29$$

$$b = 0,000146$$

Spalovací turbína.

Teplota za izoentropickou expanzí za ST:

$$t_{4is} = \left( \frac{273,15 + t_3}{\varepsilon} \right)^{0,286} - 273,15 = \left( \frac{273,15 + 800}{7,3} \right)^{0,286} - 273,15 = 334,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (100)$$

Zvolená teplota za spalovací turbínou:

$$t_4 = 400 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin před ST izoentropická:

$$i_3 = a \cdot t_3 + b \cdot t_3^2 = 1,29 \cdot 800 + 0,000146 \cdot 800^2 = 1125,4 \text{ kJ / kg} \quad (101)$$

Entalpie spalin za ST izoentropická:

$$i_{4is} = a \cdot t_{4is} + b \cdot t_{4is}^2 = 1,29 \cdot 334,6 + 0,000146 \cdot 334,6^2 = 448 \text{ kJ / kg} \quad (102)$$

Entalpie spalin za ST skutečná:

$$i_4 = a \cdot t_4 + b \cdot t_4^2 = 1,29 \cdot 440 + 0,000146 \cdot 440^2 = 595,9 \text{ kJ / kg} \quad (103)$$

Entalpie spalin před ST skutečná:

$$i_4 = i_3 - \eta_{id\_vn} \cdot (i_3 - i_4) = 597,1 \text{ kJ / kg} \quad (104)$$

Spotřeba plynu:

$$V_{pl} = \frac{P_b}{Q_i} = \frac{2,699 \cdot 1000}{23322} = 0,116 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (105)$$

Vnitřní příkon kompresoru ST:

$$P_{vn\_K} = V_{pl} \cdot n \cdot V_{vz-min} \cdot (i_2 - i_1) = 0,116 \cdot 4,57 \cdot 6,151 \cdot (362,1 - 19,4) = 1117,1 \text{ kW} \quad (106)$$

Vnitřní příkon ST:

$$\begin{aligned} P_{vn\_ST} &= V_{pl} \cdot (V_{sp-min} + V_{vz-min} \cdot (n-1)) \cdot (i_3 - i_4) = \\ &= 0,116 \cdot (7,102 + 6,151 \cdot (4,57 - 1)) \cdot (1125,4 - 595,9) = 1784,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (107)$$

Výkon spalovací turbíny na spojení:

$$P_{sp\_ST} = \eta_{ms\_ST} \cdot (P_{vn\_ST} - P_{vn\_K}) = 0,95 \cdot (1784,5 - 1117,1) = 634,1 \text{ kW} \quad (108)$$

Výkon generátoru ST:

$$P_{e\_ST} = \eta_{g\_ST} \cdot P_{sp\_ST} = 0,98 \cdot 634,1 = 621,4 \text{ kW} \quad (109)$$

Příkon plynového kompresoru:

$$P_{K\_pl} = \frac{V_{pl} \cdot (i_{2-pl} - i_{1-pl})}{\eta_{is\_vn\_pl} \cdot \eta_{m\_pl} \cdot \eta_{el\_pl}} = \frac{0,116 \cdot (414,1 - 24,1)}{0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 54,4 \text{ kW} \quad (110)$$

Čistý výkon turboskupiny:

$$P_{e\_ST\check{c}} = P_{e\_ST} - P_{K\_pl} = 621,4 - 54,4 = 567 \text{ kW} \quad (111)$$

Množství spalín za turbínou:

$$\dot{V}_{sp} = V_{pl} \cdot (V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vz-\min}) = 0,116 \cdot (7,102 + 6,151 \cdot (4,57 - 1)) = 3,37 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (112)$$

Tepelný výkon ve spalínách do kotle:

$$P_{sp\_kot} = V_{sp} \cdot i_4 = 3,37 \cdot 595,9 = 2007,9 \text{ kW} \quad (113)$$

Hustota spalín:

$$\rho_{sp} = 1,293 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad (114)$$

Hmotnost spalín:

$$m_{sp} = V_{sp} \cdot \rho = 3,37 \cdot 1,293 = 4,357 \text{ kg} / \text{s} \quad (115)$$

Kontrola bilance spalovací komory.

Vstup energie do spalovací komory:

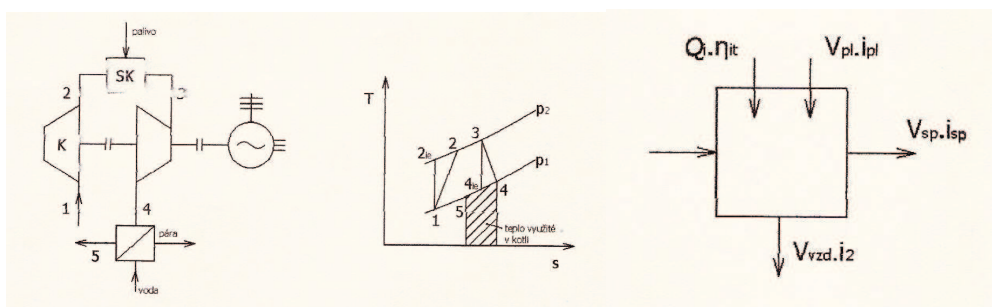
$$P_{1sk} = Q_i \cdot \eta_{sk} + i_{2\_pl\_iz} + i_2 \cdot n \cdot V_{vz-\min} = 23322 \cdot 0,95 + 377,5 + 362,1 \cdot 4,578 \cdot 6,151 = 32730,5 \text{ kJ} / \text{m}_{pl}^3 \quad (116)$$

Výstup energie ze spalovací komory:

$$\begin{aligned} P_{2sk} &= V_{sp-\min} \cdot i_4 + (n-1) \cdot V_{vz-\min} \cdot (1,2893 \cdot t_3 + 0,0001222 \cdot t_3^2) = \\ &= 7,102 \cdot 1125,4 + (4,578 - 1) \cdot 6,151 \cdot (1,2893 \cdot 800 + 0,0001222 \cdot 800^2) = 32419,5 \text{ kJ} / \text{m}_{pl}^3 \end{aligned} \quad (117)$$

Diference:

$$\Delta p_{sk} = \frac{P_{1sk} - P_{2sk}}{P_{1sk}} \cdot 100 = \frac{32730,5 - 32419,5}{32730,5} \cdot 100 = 0,950 \% \quad (118)$$



Obr.4 Schéma, T-s diagram a bilance spalovací komory.

Výsledky výpočtů turbíny		$CH_{4max}$	$CH_{4min}+ZP$	$CH_{4str}+ZP$	
max. el.výkon	$Q_{e-max}$	324,7	314,1	325,0	kW
max.tep.výkon	$Q_{t-max}$	847,4	813,7	831,8	kW
příkon v palivu	$Q_b$	1382,0	1335,0	1381,2	kW
celková účinnost	$\eta_{celk}$	84,8	84,5	83,8	%
elektr.účinnost	$\eta_{el}$	23,5	23,5	23,5	%
tep.účinnost	$\eta_{tep}$	61,3	61,0	60,2	%
modul tepl.výroby		27,7	27,9	28,1	

*Tab.17 Shrnutí výsledků výpočtu spalovací turbíny.*

Návrh kogenerační jednotky:

Kogenerační jednotka EBARA PW 6E		dle výrobce	
		zemní plyn	
elektrický výkon	$Q_t$	585	kW
příkon v palivu	$Q_{t-min}$	2732	kW
spotřeba paliva	$Q_{b-max}$	16809	kJ/kWh
tep.účinnost	$\eta_{tep}$	21,4	%

*Tab.18 Kogenerační jednotka pro bioplyn  
TEDOM QUANTO D580.*

### 3.4 Výpočet výměníků tepla pro CZT

Na základě vedoucího projektu budu při výpočtu výměníku tepla vycházet z provedeného trubkového výměníku tepla spaliny - voda pro motor o výkonu 500 kW a budu posuzovat, zda je vhodný pro jiné parametry dle našeho případu a jaké technické úpravy by bylo nutno provést na tomto výměníku. Dále provedu výpočet a návrh výměníku voda – voda, kterým bude odváděno teplo z chladicí vody motoru do systému CZT.

#### Tepelně technické výpočty.

Výměník tepla je zařízení, ve kterém průběžně dochází k přenosu tepla z jednoho druhu média na druhý.

Výkon předávaný topné vodě z chlazení motoru (100/70 °C):

$$\begin{aligned}
 P_b &= 1381,2 \text{ kW} & \dots & \text{Příkon v palivu Tedom 500 bioplyn.} \\
 \eta_t &= 30\% & \dots & \text{Odvod tepla chlazením motoru.} \\
 P_1 &= P_b \cdot \eta_t \\
 P_1 &= 1381,2 \cdot 0,3 \\
 \underline{P_1} &= 414,4 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{119}$$

Výkon předávaný topné vodě z chlazení spalin (300/120 °C):

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_{sp} &= V_{sp} \cdot \dot{m}_b \\
 \dot{V}_{sp} &= 11,048 \cdot 0,05958 & \dots & \text{Objemový tok spalin.} \\
 \dot{V}_{sp} &= 0,658 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \\
 i_{sp300^\circ} &= a \cdot t + b \cdot t^2 \\
 i_{sp300^\circ} &= 1,3371 \cdot 300 + 0,0001466 \cdot 300^2 \\
 i_{sp300^\circ} &= 414,3 \text{ kJ} \cdot \text{m}^3 \\
 i_{sp120^\circ} &= a \cdot t + b \cdot t^2 \\
 i_{sp120^\circ} &= 1,3371 \cdot 120 + 0,0001466 \cdot 120^2 \\
 i_{sp120^\circ} &= 162,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}^3 \\
 P_2 &= \dot{V}_{sp} \cdot (i_{sp300^\circ} - i_{sp120^\circ}) \\
 P_2 &= 0,658 \cdot (414,3 - 162,6) \\
 \underline{P_2} &= 165,6 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{120}$$

Množství vody potřebné pro odvedení tepla z chlazení motoru a spalín:

$\zeta_{5\%} = 0,95$  ... Tepelná ztráta ve výměnících.

$$(P_1 + P_2) \cdot \zeta_{5\%} = m_v' \cdot c_v \cdot (t_{v2}' - t_{v1}') \Rightarrow$$

$$\Rightarrow m_v' = \frac{(P_1 + P_2) \cdot 0,95}{c_v \cdot (t_{v2}' - t_{v1}')} \quad (121)$$

$$\Rightarrow m_v' = \frac{(414,4 + 165,6) \cdot 0,95}{4,187 \cdot (100 - 70)}$$

$$\Rightarrow m_v' = 4,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Teplota topné vody za prvním výměníkem (chladičem motoru):

$$P_1 \cdot \zeta_{5\%} = m_v' \cdot c_v \cdot (t_2' - t_1') \Rightarrow t_2'$$

$$t_2' = \frac{P_1 \cdot \zeta_{5\%}}{m_v' \cdot c_v} + t_1'$$

$$t_2' = \frac{414,4 \cdot 0,95}{4,4 \cdot 4,187} + 70$$

$$t_2' = 91,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(122)

### Návrh výměníku tepla voda – voda

Určení průběhu teplot ve výměníku:

Teplota topné vody:

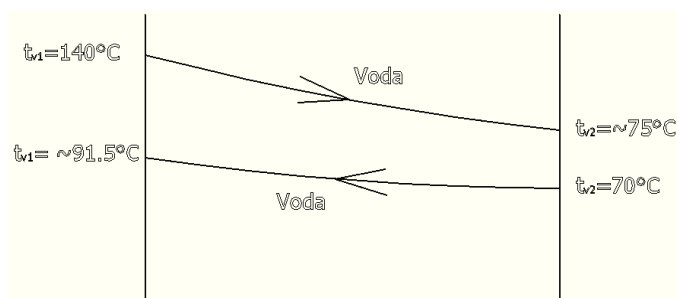
Vstup:  $t_{vt-1} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$

Výstup:  $t_{vt-2} = 91,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Teplota chladicí vody:

Vstup:  $t_{vch-1} = 140 \text{ } ^\circ\text{C}$

Výstup:  $t_{vch-2} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$



Obr.7 Teplotní spád výměníku voda-voda.

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{vch-2} - t_{vt-1} \\ \Delta t_1 &= 75 - 70 \\ \Delta t_1 &= 5 \text{ } ^\circ C\end{aligned}\tag{123}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_{vch-1} - t_{vt-2} \\ \Delta t_2 &= 140 - 91,5 \\ \Delta t_1 &= 48,5 \text{ } ^\circ C\end{aligned}\tag{124}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\begin{aligned}\Delta t_{stř} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{stř} &= \frac{48,5 - 5}{\ln \frac{48,5}{5}} \\ \Delta t_{stř} &= 19 \text{ } ^\circ C\end{aligned}\tag{125}$$

Volba rozměrů vnitřních trubek:

Volím potrubí DN 32, PN 40.

$d_{vnitřní} = 0,033 \text{ m}$  ... vnitřní průměr vnitřních trubek

$d_{vnější} = 0,038 \text{ m}$  ... vnější průměr vnitřních trubek

### Primární strana.

Střední teplota sekundární vody (odebírající teplo vodě z chlazení motoru):

$$\begin{aligned}t_{v-stř} &= \frac{t_v + t_{v2}}{2} \\ t_{v-stř} &= \frac{140 + 75}{2} \\ t_{v-stř} &= 107,5 \text{ } ^\circ C\end{aligned}\tag{126}$$

Určení potřebných hodnot pro další výpočty:

$$\begin{aligned}\rho_v &= 951 \text{ kg} / \text{m}^3 & \dots \text{ hustota vody} \\ Cp_v &= 4,233 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} & \dots \text{ měrná tepelná kapacita vody} \\ \eta_v &= 25,89 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} & \dots \text{ dynamická viskozita} \\ \lambda_v &= 0,6844 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} & \dots \text{ součinitel měrné tepelné vodivosti}\end{aligned}$$

$$P_1 = m_v' \cdot c_v \cdot (t_{v2}' - t_{v1}') \Rightarrow$$

$$\Rightarrow m_v' = \frac{P_1}{c_v \cdot (t_{v2}' - t_{v1}')} \quad (127)$$

$$\Rightarrow m_v' = \frac{414,4}{4,233 \cdot (140 - 75)}$$

$$\Rightarrow \underline{m_v' = 1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Průtok vody:

$$V_p = \frac{m_v}{\rho_v}$$

kde:  $V_p$  ...průtok vody [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $\rho_v$  ...hustota vody [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$$V_p = \frac{1,5}{951} \quad (128)$$

$$V_p = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Rychlost proudění vody v trubkách:

$$w_p = \frac{V_p}{S_p}$$

kde:  $S_p$  ...průtočná plocha trubek  $0,00855 \text{ [m}^2\text{]}$

$$w_p = \frac{1,58 \cdot 10^{-3}}{0,00855} \quad (129)$$

$$w_p = 0,185 \text{ m/s}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně primární vody:

Reynoldsovo číslo:

Vyjádření podobnosti místních setrvačných sil a třecích sil v proudící tekutině.

$$\text{Re}_v = \frac{w_s \cdot d_{\text{vnitřní}} \cdot \rho_v}{\eta_v} \quad (130)$$

kde:  $\text{Re}_v$  ...Reynoldsovo číslo [-]

$$\text{Re}_v = \frac{0,185 \cdot 0,033 \cdot 951}{25,89 \cdot 10^{-5}}$$

$$\text{Re}_v = 22453$$



Prandtlovo číslo:

Vyjádření fyzikální podobnosti tekutin při sdílení tepla.

$$\text{Pr}_v = \frac{\eta_v \cdot C_{p_v} \cdot 1000}{\lambda_v}$$

kde:  $\text{Pr}_v$  ...Prandtlovo číslo [-]

$$\text{Pr}_v = \frac{25,89 \cdot 10^{-5} \cdot 4,233 \cdot 1000}{0,6844} \quad (131)$$

$$\text{Pr}_v = 1,6$$

Součinitel  $C_t$  – korekce na teplotu stěny:

$$C_t = \left( \frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^n = 1 \quad (132)$$

kde:  $n$  ...exponent (při ochlazování  $n = 0,25$ , při ohřevu  $n = 0,11$ )

$\eta$  ...dynamická viskozita vody při teplotě média [Pa.s]

$\eta_{st}$  ...dynamická viskozita vody při teplotě stěny [Pa.s]

Součinitel  $C_t$  – korekce na průměr potrubí:

Pro proudění v trubkách, nebo kolem trubek  $C_d = 1$ .

Součinitel  $C_l$  – korekce na poměrnou délku:

Korekce na poměrnou délku  $L/d$  ... předpokládám, že  $L/d > 50$  ...  $C_l = 1$ .

Výpočet součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_{\text{vnitřní}}} \cdot \text{Re}_v^{0,8} \cdot \text{Pr}_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad (133)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,6844}{0,033} \cdot 22453^{0,8} \cdot 1,6^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 1742 \text{ W } / (m^2 \cdot K)$$

### Sekundární strana

Střední teplota sekundární vody (odebírající teplo vodě z chlazení motoru):

$$t_{v-stř} = \frac{t_v + t_{v2}}{2}$$

$$t_{v-stř} = \frac{100 + 91,5}{2} \quad (134)$$

$$t_{v-stř} = 95,8^\circ C$$

Určení potřebných hodnot pro další výpočty:

$$\rho_v = 962,4 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad \dots \text{hustota vody}$$

$$Cp_v = 4,215 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K}) \quad \dots \text{měrná tepelná kapacita vody}$$

$$\eta_v = 29,611 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad \dots \text{dynamická viskozita}$$

$$\lambda_v = 0,6810 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K}) \quad \dots \text{součinitel měrné tepelné vodivosti}$$

Průtok vody:

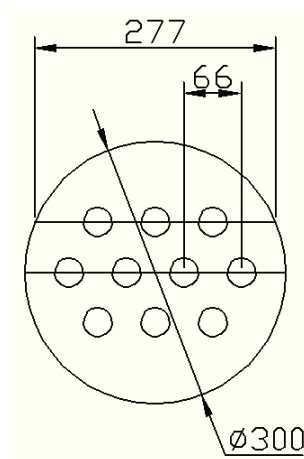
$$V_p = \frac{m_v}{\rho_v} \quad (135)$$

kde:  $V_p$  ...průtok vody [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\rho_v$  ...hustota vody [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$$V_p = \frac{4,4}{962,4}$$

$$V_p = 4,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$



Obr.8 Rozteče a uspořádání trubek

$$w_{v2} = \frac{\dot{V}_{v2}}{Sp}$$

$$w_{v2} = \frac{2 \cdot 0,00457}{[0,300 - (4 \cdot 0,038)] \cdot 0,07 + [2 \cdot 0,277 - (6 \cdot 0,038)] \cdot 0,07} \quad (136)$$

$$w_{v2} = 0,275 \text{ m} / \text{s}$$

Reynoldsovo číslo:

Vyjádření podobnosti místních setrvačných sil a třecích sil v proudící tekutině.

$$Re_v = \frac{w_s \cdot d_{vnitřní} \cdot \rho_v}{\eta_v} \quad (137)$$

kde:  $Re_v$  ...Reynoldsovo číslo [-]

$$Re_v = \frac{0,275 \cdot 0,038 \cdot 962,4}{29,611 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_v = 33964$$

Prandtlovo číslo:

Vyjádření fyzikální podobnosti tekutin při sdílení tepla.

$$Pr_v = \frac{\eta_v \cdot Cp_v \cdot 1000}{\lambda_v} \quad (138)$$

kde:  $Pr_v$  ...Prandtlovo číslo [-]

$$Pr_v = \frac{29,611 \cdot 10^{-5} \cdot 4,215 \cdot 1000}{0,6810}$$

$$Pr_v = 1,83$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek spaliny:

$$\alpha_2 = C_n \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp-stř}}{d_{vnějšší}} \cdot Re_{sp}^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (139)$$

kde:  $\alpha_2$  ...součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

$C_n$  ...korekce na uspořádání trubek [-]

$C_z$  ...korekce na počet řad trubek ve směru proudění [-]

Korekce na uspořádání trubek  $C_n$ :

Vzdálenost os trubek  $s_1 = s_2 = 0,066 \text{ m}$ .

Poměrný příčný rozestup:

$$\sigma_{pr} = \frac{s_1}{d_{vnějšší}} = \frac{0,066}{0,038} = 1,74 \quad (140)$$

Poměrný podélný rozestup:

$$\sigma_{pod} = s_2 \cdot \sin 60^\circ = 1,50 \quad (141)$$

Poměrný úhlopříčný rozestup:

$$\sigma_{uhl} = \sqrt{\left(\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pod}^2\right)} \quad (142)$$

kde:  $\sigma_{uhl}$  ...poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_{uhl} = \sqrt{\left(\frac{1}{4} \cdot 1,74^2 + 1,50^2\right)}$$

$$\sigma_{uhl} = 1,73$$

Závislost uspořádání trubek na součiniteli  $\varphi_\sigma$ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{př} - 1}{\sigma_{uhl} - 1} \quad (143)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{1,74 - 1}{1,73 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = 1$$

Pro  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$  platí vztah:

$$C_n = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} \quad (144)$$

$$C_n = 0,34 \cdot 1^{0,1}$$

$$C_n = 0,34$$

Korekce na počet řad trubek ve směru proudění  $C_z$ :

$C_z$  je součinitel, jenž závisí na počtu řad trubek. Prozatím budu uvažovat  $z = 3$  řad.

pro  $z < 10$  a  $\sigma_{př} < 3$  platí vztah:

$$C_z = 3,12 \cdot z^{0,05} - 2,5 \quad (145)$$

$$C_z = 3,12 \cdot 3^{0,05} - 2,5$$

$$C_z = 0,8$$

pro  $z > 10$

$$C_z = 1 \quad (146)$$

Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek spaliny:

$$\alpha_2 = C_n \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp-stř}}{d_{vnější}} \cdot \text{Re}_{sp}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 0,3329 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,6810}{0,038} \cdot 33964^{0,6} \cdot 1,83^{0,33} \quad (147)$$

$$\alpha_2 = 3048 \text{ W } / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla pro válcovou stěnu:

Součinitel prostupu tepla je roven množství tepla, které projde z teplejší látky do chladnější na jednotkové teplosměnné ploše.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{vnitřní}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{vnějš}}}} \quad (148)$$

kde:  $k$  ...součinitel přestupu tepla pro válcovou stěnu [ $W/(m \cdot K)$ ].

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{1742 \cdot 0,033} + \frac{1}{3048 \cdot 0,038}} \quad (149)$$

$$k = 120 \text{ W}/(m \cdot K)$$

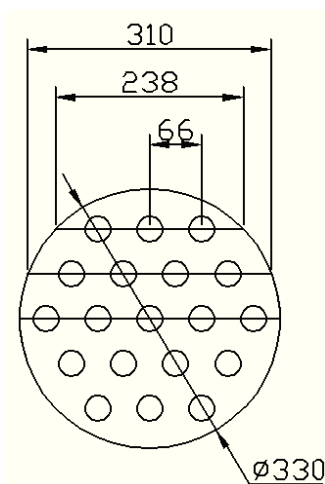
Délka teplosměnné trubky:

$$L = \frac{P_2 \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\text{stř}}}$$

kde:  $L$  ...délka teplosměnné plochy [m].

$$L = \frac{414,4 \cdot 1000}{120 \cdot 19} = 39,2 \text{ m} \quad (150)$$

Výpočet teplosměnné délky jedné trubky výměníku. Volím trubkovnici s 19 trubkami.



Obr.9 Rozteče a uspořádání trubek podle výpočtu.

$$L_{tr} = \frac{L}{19} = \frac{39,2}{19} = 2,06 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } L_{tr} = 2220 \text{ mm} \quad (151)$$

### Návrh výměníku tepla spaliny – voda.

Určení průběhu teplot ve výměníku spaliny - voda:

Teplota spalin:

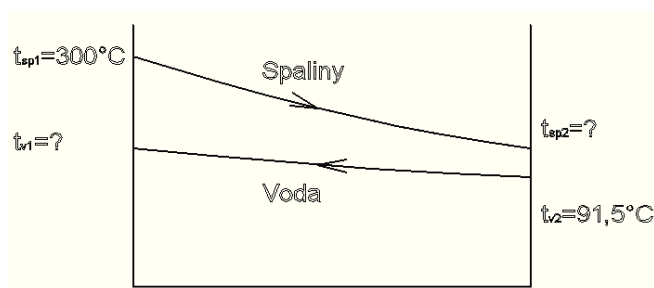
Vstup:  $t_{sp-1} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Výstup:  $t_{sp-2} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Teplota vody:

Vstup:  $t_v = 91,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Výstup:  $t_{v2} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Obr.10 Teplotní spád

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\Delta t_1 = t_{sp2} - t_v \quad (152)$$

$$\Delta t_1 = 120 - 91,5$$

$$\Delta t_1 = 28,5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

$$\Delta t_2 = t_{sp1} - t_{v2} \quad (153)$$

$$\Delta t_2 = 300 - 100$$

$$\Delta t_1 = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (154)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{200 - 28,5}{\ln \frac{200}{28,5}}$$

$$\Delta t_{stř} = 88\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota vody:

$$t_{v-stř} = \frac{t_v + t_{v2}}{2} \quad (155)$$

kde  $t_{v-stř}$  ...střední teplota topné vody ve výměníku spaliny – voda [°C].

$$t_{v-stř} = \frac{100 + 91,5}{2}$$

$$t_{v-stř} = 95,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Volba rozměrů vnitřních trubek:

Volím potrubí DN 32, PN 40.

$d_{vnitřní} = 0,033 \text{ m}$  ...vnitřní průměr vnitřních trubek.

$d_{vnější} = 0,038 \text{ m}$  ...vnější průměr vnitřních trubek.

Průtok vody:

$$V_p = \frac{m_v}{\rho_v} \quad (156)$$

kde:  $V_p$  ...průtok vody [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].

$\rho_v$  ...hustota vody [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$$V_p = \frac{4,4}{962,4}$$

$$V_p = 4,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Průtočná plocha trubek s vodou:

$$w_p = \frac{V_p}{S_p} \quad (157)$$

kde:  $S_p$  ...průtočná plocha trubek [ $\text{m}^2$ ].

$w_p$  ...rychlost vody v trubkách výměníku, volím rychlost  $w_p = 0,5 \text{ m/s}$ .

$$w_p = \frac{4,57 \cdot 10^{-3}}{0,037633}$$

$$w_p = 0,121 \text{ m/s}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_{vnitřní}} \cdot \text{Re}_v^{0,8} \cdot \text{Pr}_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad (158)$$

kde:  $\alpha_1$  ...součinitel přestupu tepla [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ].

$\lambda_v$  ...součinitel tepelné vodivosti [ $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ].

$\text{Re}_v$  ...Reynoldsovo číslo [-].

$Pr_v$  ...Prandtlovo číslo [-].

$C_t, C_d, C_l$  ...korekce na teplotu stěny, na průměr potrubí, na poměrnou délku [-].

Určení potřebných hodnot pro další výpočty:

$\rho_v = 962,4 \text{ kg} / \text{m}^3$  ...hustota vody.

$Cp_v = 4,215 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$  ...měrná tepelná kapacita vody.

$\eta_v = 29,611 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$  ...dynamická viskozita.

$\lambda_v = 0,6810 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$  ...součinitel měrné tepelné vodivosti.

Reynoldsovo číslo:

Vyjádření podobnosti místních setrvačných sil a třecích sil v proudící tekutině.

$$Re_v = \frac{w_s \cdot d_{vnitřní} \cdot \rho_v}{\eta_v} \quad (159)$$

kde:  $Re_v$  ...Reynoldsovo číslo [-]

$$Re_v = \frac{0,121 \cdot 0,033 \cdot 962,4}{29,611 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_v = 13030$$

Prandtlovo číslo:

Vyjádření fyzikální podobnosti tekutin při sdílení tepla.

$$Pr_v = \frac{\eta_v \cdot Cp_v \cdot 1000}{\lambda_v} \quad (160)$$

kde:  $Pr_v$  ...Prandtlovo číslo [-]

$$Pr_v = \frac{29,611 \cdot 10^{-5} \cdot 4,215 \cdot 1000}{0,6810}$$

$$Pr_v = 1,83$$

Součinitel  $C_t$  – korekce na teplotu stěny:

$$C_t = \left( \frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^n = 1 \quad (161)$$

kde:  $n$  ...exponent (při ochlazování  $n = 0,25$ , při ohřevu  $n = 0,11$ )

$\eta$  ...dynamická viskozita vody při teplotě média [Pa.s]

$\eta_{st}$  ...dynamická viskozita vody při teplotě stěny [Pa.s]

Součinitel  $C_t$  – korekce na průměr potrubí:

Pro proudění v trubkách, nebo kolem trubek  $C_d = 1$



Součinitel  $C_1$  – korekce na poměrnou délku:

Korekce na poměrnou délku  $L/d$  ... předpokládám, že  $L/d > 50$  ...  $C_1 = 1$ .

Výpočet součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_{vnitřni}} \cdot \text{Re}_v^{0,8} \cdot \text{Pr}_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad (162)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,6810}{0,033} \cdot 13030^{0,8} \cdot 1,83^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 1184,6 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalín:

Střední teplota spalín:

$$t_{sp-stř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} \quad (163)$$

kde:  $t_{sp-stř}$  ...střední teplota spalín [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$t_{sp1}$  ...teplota spalín na vstupu do výměníku tepla spaliny – voda [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$t_{sp2}$  ...teplota spalín na výstupu do výměníku tepla spaliny– voda [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$$t_{sp-stř} = \frac{300 + 120}{2}$$

$$t_{sp-stř} = 210 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Průtok spalín trubkami výměníku:

$$V_{sp-sk} = V_{sp} \cdot \frac{T_{stř-sp}}{T_n} \quad (164)$$

kde:  $V_{sp-sk}$  ...průtok spalín trubkami výměníku tepla spaliny – voda [ $\text{m}^3 / \text{s}$ ].

$T_{stř-sp}$  ...střední teplota spalín [K].

$$V_{sp-sk} = 0,658 \cdot \frac{(210 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{sp-sk} = 1,164 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Tepelná vodivost spalín:

$$\lambda_{sp-stř} = (2,259167 + 0,008644 \cdot t_{stř-sp}) \cdot 10^{-2} \quad (165)$$

kde:  $\lambda_{sp-stř}$  ...tepelná vodivost spalín při střední teplotě [W/m.K].

$$\lambda_{sp-stř} = (2,259167 + 0,008644 \cdot 210) \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{sp-stř} = 4,07441 \cdot 10^{-2} \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$$

Hustota spalín při  $t_{stř-sp} = 210^{\circ}\text{C}$ :

$$\rho_{sp} = 1,159 \text{ kg} / \text{m}_n^3$$

$$\rho_{sp-stř} = \rho_{sp} \cdot \frac{T_n}{T_{stř-sp}} = \rho_{sp} \cdot \frac{T_n}{t_{stř-sp} + T_n} \quad (166)$$

kde:  $\rho_{sp-stř}$  ...hustota spalín při střední teplotě spalín [ $\text{kg} / \text{m}_n^3$ ].

$T_n$  ...normální teplota [K].

$$\rho_{sp-stř} = 1,159 \cdot \frac{273,15}{286,5 + 273,15}$$

$$\rho_{sp-stř} = 0,655 \text{ kg} / \text{m}_n^3$$

Entalpie spalín při střední teplotě:

$$i_{sp-stř} = 0,0003 \cdot t_{sp}^2 + 1,3273 \cdot t_{sp} \quad (167)$$

kde:  $i_{sp-stř}$  ...entalpie spalín při střední teplotě  $t_{stř-sp} = 286,5 \text{ }^\circ\text{C}$  [ $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ].

$$i_{sp-stř} = 0,0003 \cdot 210^2 + 1,3273 \cdot 210$$

$$i_{sp-stř} = 292 \text{ kJ} / \text{m}^3 \cdot \text{K}$$

Měrná tepelná kapacita při střední teplotě:

$$Cp_{sp-stř} = \frac{i_{sp-stř}}{t_{sp-stř}} \quad (168)$$

kde:  $Cp_{sp-stř}$  ...měrná tepelná kapacita spalín při střední teplotě [ $\text{kJ}/\text{m}^3$ ]

$$Cp_{sp-stř} = \frac{292}{210}$$

$$Cp_{sp-stř} = 1,390 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Kinematická viskozita spalín při střední teplotě:

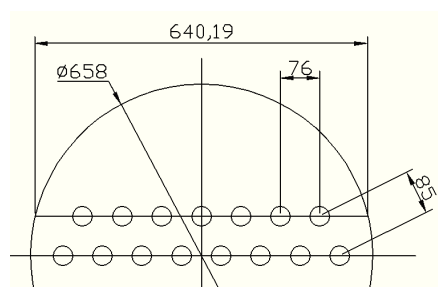
$$\nu_{sp-stř} = (7 \cdot 10^{-5} \cdot t_{sp-stř}^2 + 0,0901 \cdot t_{sp-stř} + 11,336) \cdot 10^{-6} \quad (169)$$

kde:  $\nu_{sp-stř}$  ...kinematická viskozita spalín při střední teplotě [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$$\nu_{sp-stř} = (7 \cdot 10^{-5} \cdot 210^2 + 0,0901 \cdot 210 + 11,336) \cdot 10^{-6}$$

$$\nu_{sp-stř} = 3,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Rychlost spalin:



Obr.11 Rozteče a uspořádání trubek

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{S_p}$$

$$w_{sp} = \frac{1,164}{[0,640 - (7 \cdot 0,038)] \cdot 0,07}$$

$$w_{sp} = 44,5 \text{ m/s}$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot d_{vnitřní}}{\nu_{sp-210^\circ C}} \quad (170)$$

kde:  $Re_{sp}$  ...Reynoldsovo číslo [-]

$$Re_{sp} = \frac{44,5 \cdot 0,038}{3,33 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_{sp} = 50781$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{sp} = \frac{\rho_{sp-stř} \cdot Cp_{sp-stř} \cdot 1000 \cdot \nu_{sp-stř}}{\lambda_{sp-stř}} \quad (171)$$

kde:  $Pr_{sp}$  ...Prandtlovo číslo [-]

$$Pr_{sp} = \frac{0,665 \cdot 1,39 \cdot 1000 \cdot 3,33 \cdot 10^{-5}}{4,07441 \cdot 10^{-2}}$$

$$Pr_{sp} = 0,744$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek spaliny:

$$\alpha_2 = C_n \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp-stř}}{d_{vnějši}} \cdot \text{Re}_{sp}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (172)$$

kde:  $\alpha_2$  ...součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

$C_n$  ...korekce na uspořádání trubek [-]

$C_z$  ...korekce na počet řad trubek ve směru proudění [-]

Korekce na uspořádání trubek  $C_n$ :

$$\text{Vzdálenost os trubek } s_1 = s_2 = 2 \cdot d_{vnějši} = 2 \cdot 0,038 = 0,076 \text{ m}$$

Poměrný příčný rozestup:

$$\sigma_{př} = \frac{s_1}{d_{vnějši}} = 2 \quad (173)$$

Poměrný podélný rozestup:

$$\sigma_{pod} = \frac{s_2}{d_{vnějši}} = 2 \quad (169)$$

Poměrný úhlopříčný rozestup:

$$\sigma_{uhl} = \sqrt{\left(\frac{1}{4} \cdot \sigma_{př}^2 + \sigma_{pod}^2\right)} \quad (170)$$

kde:  $\sigma_{uhl}$  ...poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_{uhl} = \sqrt{\left(\frac{1}{4} \cdot 2^2 + 2^2\right)}$$

$$\sigma_{uhl} = 2,236$$

Závislost uspořádání trubek na součiniteli  $\varphi_\sigma$ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{př} - 1}{\sigma_{uhl} - 1} \quad (171)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{2 - 1}{2,236 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = 0,809$$

Pro  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$  platí vztah:

$$C_n = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} \quad (172)$$

$$C_n = 0,34 \cdot 0,809^{0,1}$$

$$C_n = 0,3329$$

Korekce na počet řad trubek ve směru proudění  $C_z$ :

$C_z$  je součinitel, jenž závisí na počtu řad trubek. Prozatím budu uvažovat  $z = 10$  řad.

pro  $z < 10$  a  $\sigma_{pr} < 3$  platí vztah:

$$C_z = 3,12 \cdot z^{0,05} - 2,5 \quad (173)$$

$$C_z = 3,12 \cdot 10^{0,05} - 2,5$$

$$C_z = 1$$

pro  $z > 10$

$$C_z = 1 \quad (174)$$

Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek spaliny:

$$\alpha_2 = C_n \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp-stř}}{d_{vnější}} \cdot Re_{sp}^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 0,3329 \cdot 1 \cdot \frac{4,07441 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 50781^{0,6} \cdot 0,744^{0,33} \quad (175)$$

$$\alpha_2 = 215,6 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla pro válcovou stěnu:

Součinitel prostupu tepla je roven množství tepla, které projde z teplejší látky do chladnější na jednotkové teplosměnné ploše.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{vnitřní}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{vnější}}} \quad (176)$$

kde:  $k$  ...součinitel přestupu tepla pro válcovou stěnu [ $\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})$ ]

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{1184,6 \cdot 0,033} + \frac{1}{215,6 \cdot 0,038}} \quad (177)$$

$$k = 21,3 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K})$$

Výpočet výkonu předaného stávajícím Výměníkem (spaliny – voda) do sekundárního okruhu CZT při změně palivové směsi pro KGJ:

$$P_2 = \frac{k \cdot \Delta t_{stř} \cdot L}{1000} \quad (178)$$

kde:  $L$  ...délka teplosměnné plochy [m]

$$P_2 = \frac{21,3 \cdot 88 \cdot 97,68}{1000}$$

$$P_2 = 183 \text{ kW}$$

Teplota výstupní vody z Výměníku (spaliny – voda).

$$P_2 \cdot \zeta_{5\%} = m_v \cdot c_v \cdot (t_2' - t_1') \Rightarrow t_2'$$

$$t_{v2}' = \frac{P_2 \cdot \zeta_{5\%}}{m_v \cdot c_v} + t_1'$$

$$t_{v2}' = \frac{183 \cdot 0,95}{4,4 \cdot 4,187} + 91,5$$

$$\underline{t_{v2}' = 100,9 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

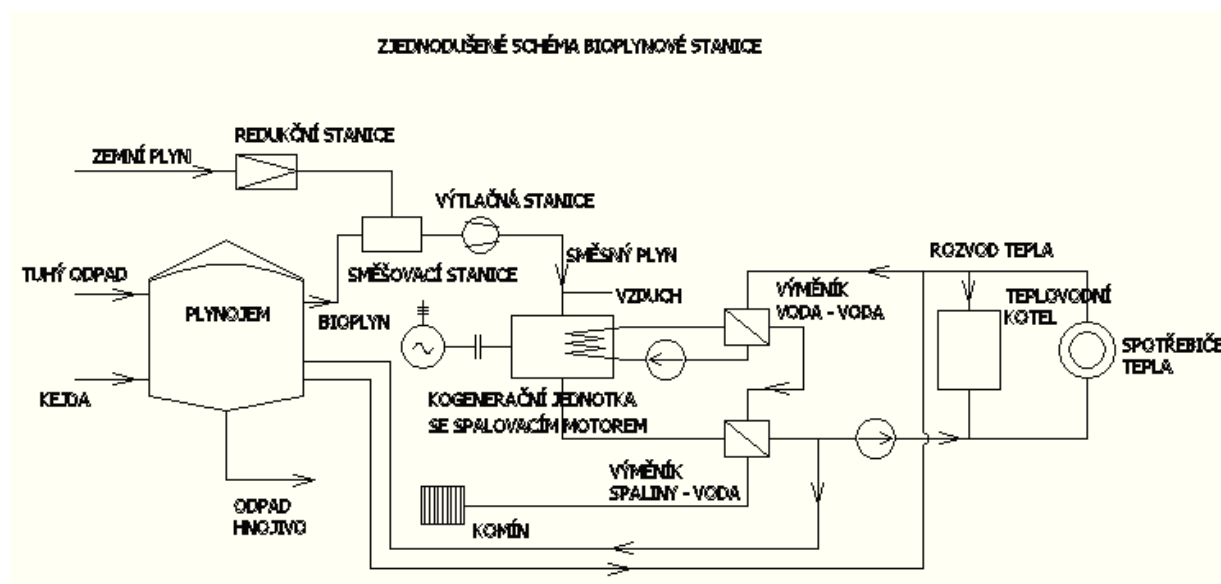
(179)

## 4. Návrh a popis energetické centrály

Volbu typu kogeneračního zařízení jsem provedl podle výsledků výpočtů spalovacího motoru a spalovací turbíny přepočítaných na stejné množství přivedeného paliva a shrnutých do tabulky tab.19. Zvolil jsem KGJ se spalovacím motorem. Důvodem pro volbu spalovacího motoru byl jeho vyšší elektrický výkon a účinnost. Podmiňující podmínkou pro volbu KGJ se spalovacím motorem je připojení výměníku tepla, který zvýší tepelnou účinnost zařízení tím, že odebere část tepla spalinám odcházejícím z motoru a předá ho do okruhu CZT.

Porovnání kogeneračních jednotek		turbína - motor		turbína - motor		turbína - motor		
		CH <sub>4max</sub>		CH <sub>4min</sub> +ZP		CH <sub>4str</sub> +ZP		
max. el.výkon	Qe-max	325	406	314	396	325	406	kW
max.tep.výkon	Qt-max	847	580	814	565	832	579	kW
příkon v palivu	Qb	1382	1382	1335	1335	1381	1381	kW
celková účinnost	ηcelk	85	71	84	72	84	71	%
elektr.účinnost	ηel	23	29	24	30	24	29	%
tep.účinnost	ηtep	61	42	61	42	60	42	%
modul tepl.výroby	e	28	41	28	41	28	41	-

Tab.19 Porovnání spalovací turbíny a spalovacího motoru



Obr.12 Zjednodušené schéma bioplynové stanice

Tabulka s parametry zvolených KGJ a výměníků.

Výchozí údaje pro návrh energetické centrály:		
Produkce bioplynu:		
množství BP	416,7	m <sup>3</sup> /h
množství ZP	94,6	m <sup>3</sup> /h
množství SP	511	m <sup>3</sup> /h
výhřevnost směsného plynu	23322	KJ/m <sup>3</sup>
příkon ve směsném plynu	3312	kW
1. Kogenerační jednotka:	TEDOM 500 CAT (BP)	
typ, technické parametry		
spotřeba plynu	213	m <sup>3</sup> /h
spojkový výkon motoru	414	kW
elektrický výkon generátoru	406	kW
příkon v palivu	1381	kW
elektrická účinnost	30,0	%
Výkon předaný do teplé vody:		
výměník voda - voda	414,4	kW
výměník spaliny- voda	165,6	kW
celkem	580,0	kW
2. Kogenerační jednotka:	TEDOM QUANTO D580	
typ, technické parametry		
spotřeba plynu	218	m <sup>3</sup> /h
spojkový výkon motoru	600	kW
elektrický výkon generátoru	580	kW
příkon v palivu	1412	kW
elektrická účinnost	42,5	%
Výkon předaný do teplé vody:		
výměník voda - voda	646,0	kW
Výkon předaný do topného okruhu $\eta=0,95$ :	1165	kW
Z produkce bioplynu zůstává výkon v BP:	423	kW

Tab.20 Výchozí údaje pro návrh energetické centrály.

Potřeba tepla:

Potřeba tepla pro bytovou zástavbu:

Dle zadání: 300 bytů rodinných domků a bytových domů a 1200 obyvatel.

Potřeba tepla pro vytápění – průměr v otopném období – (1,7 kW/byt):

$$P_{\text{vytáp}} = 300 \cdot 1,7 = 510 \text{ kW} \quad (180)$$

Maximální tepelný příkon při nejnižší výpočtové teplotě ( $t_e = -15^\circ\text{C}$ ):

$$P_{\text{vytáp\_max}} = P_{\text{vytáp}} \cdot \frac{t_{is} - t_e}{(t_{is} - t'_e)} = 510 \cdot \frac{(20 - (-15))}{20 - (4)} = 1116 \text{ kW} \quad (181)$$



Spotřeba tepla pro ohřev teplé vody (TV) dle ČSN 06 0320 – týdenní průměr kWh/(osoba.den):

ve všední den

$$q_c = 4,5 \text{ kWh}/(\text{os} \cdot \text{den})$$

sobotách nedělích a svátcích

$$q_c = 6 \text{ kWh}/(\text{os} \cdot \text{den})$$

$$P_{TUV} = \frac{(q_{po-pa} \cdot 5 + q_{so-ne} \cdot 2)}{24 \cdot 7} \cdot i = \frac{(4,5 \cdot 5 + 6 \cdot 2)}{24 \cdot 7} \cdot 1200 = 250 \text{ kW} \quad (182)$$

Celkový průměrný tepelný příkon pro obytnou oblast:

$$P_{tep\_oo} = P_{tep} + P_{TV} = 1116 + 250 = 1366 \text{ kW} \quad (183)$$

Výkon pro otopnou oblast na výstupu z primární předávací stanice centrály (při účinnosti rozvodu tepla 95 %).

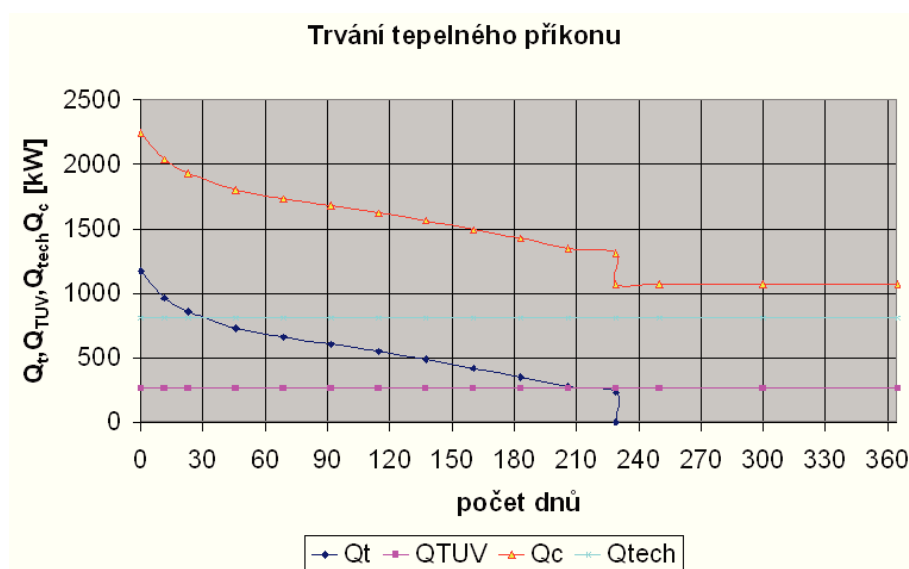
$$P_{tep\_oo}^{sk} = \frac{P_{tep\_oo}}{0,95} = \frac{1366}{0,95} = 1438 \text{ kW} \quad (184)$$

Potřeba tepla pro vlastní technologický proces bioplynové stanice:

$$P_{tech} = 0,3 \cdot P_{BP} = 0,3 \cdot 2699 = 809 \text{ kW} \quad (185)$$

Celkový předaný tepelný výkon:

$$P_{tep\_c} = P_{tep\_oo}^{sk} + P_{tech} = 1438 + 809 = 2247 \text{ kW} \quad (186)$$



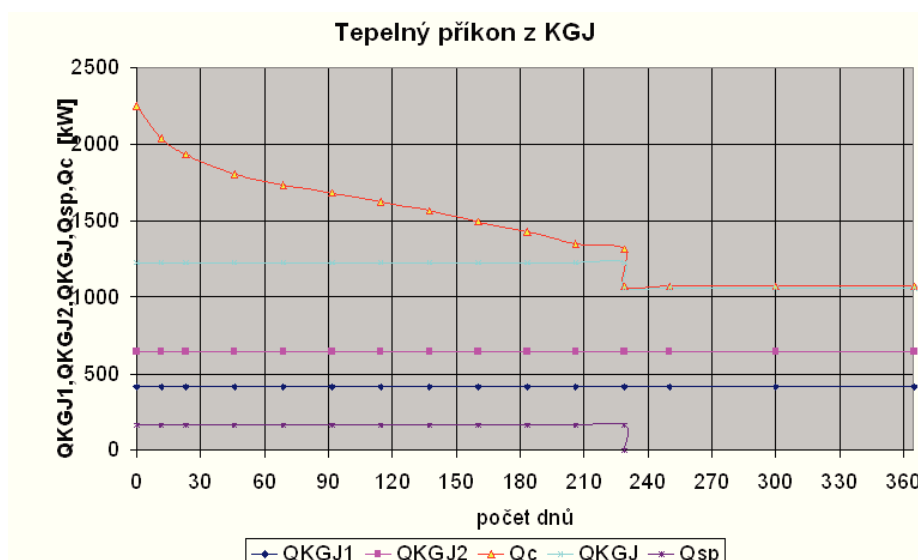
Obr.5 – Diagram trvání tepelného příkonu

Dodávka tepla z kogeneračních jednotek:

$$P_{tep\_KGJ} = P_{KGJ\_500} + P_{KGJ\_580} = 580 + 646 = 1226 \text{ kW} \quad (187)$$

Zbývá na dodávku tepla ze špičkového kotle:

$$P_{TVK} = P_{tep\_c} - P_{tep\_KGJ} = 2247 - 1226 = 1021 kW \quad (188)$$



Obr.6 – Diagram využití kogenerace

Volím:

Kontejnerová teplovodní kotelna PV 1 (firmy Polycomp)		dle výrobce (při 65% CH <sub>4</sub> )	
max.tep.výkon	Qt-max	1150	kW
jmen.tep.výkon	Qt	1000	kW
min.tep.výkon	Qt-min	300	kW
spotřeba paliva (ZP)	Qb-max	130	m <sup>3</sup> /h
tep.účinnost	ηtep	90-94	%

Tab.21 Kontejnerová teplovodní kotelna PV 1 (firmy Polycomp)

Kontrola rezervního tepelného výkonu energetické centrály:

Dodávka tepla pro vytápění při teplotě nejstudenějšího měsíce (při  $t_e' = -2^\circ\text{C}$ ):

$$P_{t\min} = P_{vytáp} \cdot \frac{(t_{is} - t_e')}{t_{is} - t_e} = 510 \cdot \frac{(20 - (-2))}{20 - (-4)} = 701 kW \quad (189)$$

Potřeba tepelného výkonu při výpadku kogenerační jednotky:

$$P_{t\_výpad} = P_{t\min} + P_{TV} + P_{tech} = 701 + 250 + 809 = 1760 kW \quad (190)$$

Tepelný výkon EC při výpadku větší KGJ:

$$P_{EC\_výpad} = P_{TVK} + P_{KGJ\_500} = 1150 + 580 = 1730 kW \quad (191)$$

Výsledek kontroly rezervního tepelného výkonu energetické centrály:

Při výpadku KGJ Tedom Quanto D580 chybí 30 kW pro dodávku do tepelné sítě, což lze řešit:

- regulací v rozvodech CZT
- najetím záložního kotle, při snížení výkonu obou jednotek zvolené teplovodní kotelny.

Vyhodnocení návrhu energetické centrály:

Zvolená kontejnerová teplovodní kotelná PV1 firmy Polycomp s navrženými KGJ podle výpočtu splňují potřebu dodávky tepla.

Bilance plynu energetické centrály:

Příkon ve směsném plynu:

$$P_{SP} = 3312 \text{ kW}$$

Příkon v plynu pro kogenerační jednotku:

$$P_{KGJc} = P_{KGJ1} + P_{KGJ2} = 1381 + 1412 = 2793 \text{ kW} \quad (192)$$

Příkon kotle v plynu při účinnosti (dle výrobce):

$$P_{TVK}^{sk} = \frac{P_{TVK}}{\eta_{TVK}} = \frac{1021}{0,92} = 1110 \text{ kW} \quad (193)$$

Celkový potřebný příkon v plynu:

$$P_{tep\_c} = P_{KGJc} + P_{TVK}^{sk} = 2793 + 1110 = 3903 \text{ kW} \quad (194)$$

Z toho bude dodáno v bioplynu:

$$P_{BP\_KGJ} = x_1 \cdot P_{KGJ} = 2276 \text{ kW} \quad (195)$$

$$P_{BP\_TVK} = x_1 \cdot P_{TVK} = 0,815 \cdot 1110 = 905 \text{ kW} \quad (196)$$

Z toho bude dodáno v zemním plynu:

$$P_{ZP\_KGJ} = x_2 \cdot P_{KGJ} = 0,185 \cdot 2793 = 517 \text{ kW} \quad (197)$$

$$P_{ZP\_TVK} = x_2 \cdot P_{TVK} = 0,185 \cdot 1110 = 205 \text{ kW} \quad (198)$$

Zbývá dodat v ZP pro TVK:

$$P_{ZP\_TVK} = P_{tep\_c} - P_{SP} = 3903 - 3312 = 591 \text{ kW} \quad (199)$$

Průměrný tepelný příkon EC v topné sezóně:

$$P_{TEP} = \frac{P_{vytap} + P_{TUV}}{\eta_{rozvod}} = \frac{510 + 250}{0,95} = 800 \text{ kW} \quad (200)$$

$$P_{tepc\_pr} = P_{TEP} + P_{tech} = 800 + 809 = 1609 \text{ kW} \quad (201)$$

$$P_{tep\_KGJ}^{sk} = 1165 kW$$

$$P_{tep\_TVK} = P_{vytap\_pr} - P_{tep\_KGJ}^{sk} = 1609 - 1165 = 444 kW \quad (202)$$

$$V_{SP\_TVK} = \frac{444 \cdot 3600}{23322} = 68,5 m^3 / h \quad (203)$$

Průměrná spotřeba bioplynu v topné sezóně na 1 den:

$$S_{BP\_KGJ} = 24 \cdot x_1 \cdot V_{SP\_KGJ} = 24 \cdot 0,815 \cdot 431 = 8430 m^3 / den \quad (204)$$

$$S_{BP\_TVK} = 24 \cdot x_1 \cdot V_{SP\_TVK} = 24 \cdot 0,815 \cdot 68,5 = 1340 m^3 / den \quad (205)$$

$$S_{BP} = S_{BP\_KGJ} + S_{BP\_TVK} = 8430 + 1340 = 9770 m^3 / den \quad (206)$$

Průměrná spotřeba zemního plynu v topné sezóně na 1 den:

$$S_{ZP\_KGJ} = 24 \cdot x_2 \cdot V_{SP\_KGJ} = 24 \cdot 0,185 \cdot 431 = 1914 m^3 / den \quad (207)$$

$$S_{ZP\_TVK} = 24 \cdot x_2 \cdot V_{SP\_TVK} = 24 \cdot 0,185 \cdot 68,5 = 304 m^3 / den \quad (208)$$

$$S_{BP} = S_{BP\_KGJ} + S_{BP\_TVK} = 1914 + 304 = 2218 m^3 / den \quad (209)$$

Průměrná denní spotřeba ZP v TVK v topné sezóně v případě nulové produkce BP:

$$S_{ZP\_č} = \frac{24 \cdot 3600}{\eta_{TVK}} \cdot \frac{P_{vytap\_pr}}{Q_{i\_ZP}} = \frac{24 \cdot 3600}{0,92} \cdot \frac{1609}{35800} = 4221 m^3 / den \quad (210)$$

## 5. Porovnání využití bioplynu

Oddělená výroba elektrické energie a tepla (viz. Kadrnožka: časopis 3T):

Referenční hodnoty účinností oddělené výroby elektřiny a tepla			
Palivo	Technologie	Uvedení centrály pro KVET do provozu	
		1996-2005	
		$\eta_e^{el}$	$\eta_q^v$
uhlí	parní turbíny	0,35	0,79
kapalné palivo		0,36	0,84
zemní plyn			0,89

$\eta_e^{el}$  ... Referenční účinnost výroby elektrické energie v kondenzační parní elektrárně

$\eta_q^v$  ... Referenční účinnost výroby tepla ve výrobě:

Tab.22 Referenční hodnoty účinností oddělené výroby elektřiny a oddělené výroby tepla pro hodnocení úspory primárních energetických zdrojů podle směrnice EU

### 5.1 Spotřeba paliva při kombinované výrobě proti oddělené výrobě elektrické energie a tepla.

Potřebný příkon v palivu pro průměrnou teplotu v topné sezóně:

$$P_{KVET_{pal}} = \frac{P_{KGJ1}}{\eta_{KGJ1}} + \frac{P_{KGJ2}}{\eta_{KGJ2}} = \frac{406}{0,294} + \frac{600}{0,425} = 2793 \text{ kW} \quad (211)$$

$$P_{ODDĚD} = \frac{P_{EL}}{\eta_{EL}} + \frac{P_{TEP}}{\eta_{TEP}} = \frac{406 + 600}{0,35} + \frac{1226}{0,79} = 4426 \text{ kW} \quad (212)$$

Úspora energie v palivu při KVET proti oddělené výrobě:

$$U = P_{ODDĚD} - P_{KVET_{pal}} = 4426 - 2793 = 1633 \text{ kW} \quad (213)$$

$$U_{\%} = \frac{U}{P_{ODDĚD}} = \frac{1633}{4426} \cdot 100 = 36,9\% \quad (214)$$

Kontrolní výpočet podle Kadrnožky:

pro 47,3% TEDOM 500 CAT a 52,7% TEDOM QUANTO D580

$$\Delta q = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_e^{el}} + \frac{\eta_{tep}}{\eta_q^v}} = 1 - \frac{1}{\frac{36}{35} + \frac{43,9}{79}} = 36,9\% \quad (219)$$

## 5.2. Porovnání produkce CO<sub>2</sub> při kombinované výrobě proti oddělené výrobě elektrické energie a tepla.

Porovnání vyprodukovaných měrných emisí CO<sub>2</sub> při kogeneraci Tedom 500 CAT (BP) s průměrnou hodnotou při výrobě elektrické energie  $E_{CO_2} = 0,66 t_{CO_2} \cdot MWh^{-1}$  pro energetická zařízení ČEZ [21]. Do výpočtu musím zahrnout také úsporu množství CO<sub>2</sub> z tepla KGJ, které by vzniklo při oddělené výrobě elektrické a tepelné energie.

K tomu účelu jsem zvolil emisní faktor při výrobě tepelné energie  $E_{CO_2\_ootep} = 101,2 t_{CO_2} \cdot TJ_t$ , (přepočteno  $E_{CO_2} = 0,36 t_{CO_2} \cdot MWh^{-1}$ ) dle vyhlášky č. 696/2004 Sb., kterou se stanoví postup zjišťování, vykazování a ověřování množství emisí skleníkových plynů.

Při výpočtu vycházím z kapitoly 3, výpočtu vlastností směsného plynu, odkud:

$$V_{CO_2} = 0,6912 m^3 \cdot m^{-3}, \rho_{SPAL} = 0,946 kg \cdot m^{-3}, P_{el} = 406 kW, P_{tep} = 580 kW$$

Výpočet:

$$V_{CO_2\_KGJ} = Q_b \cdot \varpi_{CO_2} = 213 \cdot 0,6912 = 147 m_{CO_2}^3 / h \quad (220)$$

$$m_{CO_2\_KGJ} = V_{CO_2\_KGJ} \cdot \rho_{SPAL} = 147 \cdot \frac{44}{22,4} = 289 kg_{CO_2} / h \quad (221)$$

$$m_{CO_2\_ootep} = E_{CO_2\_ootep} \cdot P_{t\_KGJ500} = 0,36 \cdot 580 = 209 kg_{CO_2} / h \quad (222)$$

Produkce CO<sub>2</sub> na výrobu tepla = produkci tepla z KGJ tedom 500 CAT (BP)

$$E_{CO_2\_KGJ} = \frac{m_{CO_2\_KGJ}}{P_{el}} = \frac{0,289 - 0,209}{0,406} = 0,20 t_{CO_2} / MWh \quad (223)$$

$$U_{CO_2} = E_{CO_2\_ČEZ} - E_{CO_2\_KGJ} = 0,66 - 0,20 = 0,46 t_{CO_2} / MWh \quad (224)$$

$$U_{\%CO_2} = \frac{U_{CO_2}}{E_{CO_2\_ČEZ}} = \frac{0,46}{0,66} = 70\%_{CO_2} \quad (225)$$

Kogenerační jednotka Tedom 500 CAT (BP) produkuje o 70% CO<sub>2</sub> pod průměr uvedený v u zařízení ČEZ na jednotku vyrobené elektrické energie.

## 6. Závěr

Tato diplomová práce je studií proveditelnosti využití bioplynu s proměnlivým složením z odpadů zemědělské farmy o průměrné produkci bioplynové stanice 10000 m<sup>3</sup>/den bioplynu s průměrnou výhřevností 23322 kJ/m<sup>3</sup> prostřednictvím kogeneračních jednotek se spalovacími motory a spalovacími turbínami.

Za tímto účelem jsem provedl výpočet vlastností bioplynu a stabilizace bioplynu na konstantní výhřevnost přidáváním zemního plynu, čímž vzniknul směsný plyn tvořený v průměru 81,5% bioplynem a 18,5% zemním plynem. Následuje přepočet tepelných a elektrických parametrů kogeneračních jednotek s motorem Tedom 500 CAT (která byla původně navržena na spalování zemního plynu) a výpočet plynové turbíny pro popsany směsný plyn. Pro energetickou centrálu jsem zvolil kogenerační zařízení se spalovacím motorem, kde oproti spalovací turbíně je vyšší elektrická účinnost o 6% a jeho naopak nižší tepelnou účinnost lze vylepšit připojením výměníku odebírající další teplo spalinám odcházejícím z motoru. Provedl jsem kontrolní výpočet již navrženého výměníku spaliny-voda a návrh a vlastní návrh výměníku odvádějící teplo z chladící vody motoru. Na dodávku celoroční potřeby tepla jsem zvolil KGJ Tedom 500 CAT a KGJ Tedom Quanto D580. Pro dodávku tepla v zimním období, ve špičkách a jako záložní zařízení jsem zvolil Kontejnerovou teplovodní plynovou kotelnu PV 1. Navržená energetická centrála bude dodávat teplo na vytápění a ohřev teplé vody pro 300 bytových jednotek a pro vlastní spotřebu technologie zemědělské farmy a bioplynové stanice. Přebytky elektrické energie budou prodávány do elektrické sítě. Poslední výpočtová část této práce patří vyhodnocení úspory energie ve fosilním palivu při kombinované výrobě elektrické energie a tepla, která činí 36,7%. Dalším přínosem kogenerace je snížení vyprodukovaného množství CO<sub>2</sub>. Tato úspora u KGJ Tedom 500 CAT oproti průměru, který udává ČEZ pro svá zařízení činí 70%. Výše uvedené úspory naznačují vedle významného ekologického přínosu také pravděpodobný pozitivní ekonomický efekt, který je dán cenou bioplynu ze zemědělské bioplynové stanice.

Využití bioplynu obecně z odpadů při kogeneraci jsem vyhodnotil jako účelné. Jedná se o vhodné spojení zařízení a paliva vedoucí k moderní ekologičtější energetice, které může být i bez potřeby státních dotací ekonomicky zcela konkurenceschopné. Nevýhodou, která zpomaluje navyšování procentuálního zastoupení bioplynu mezi ostatními palivy z obnovitelných zdrojů je poměrně nízký výnos bioplynu ku množství použitého odpadu.

## 7. Seznam použitých pramenů

### Literatura:

- [1] KYSELA, L. : *Využití druhotných energetických zdrojů (poznámky k přednáškám)*. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 2007, 46 s.
- [2] SCHULZ, H. ; EDER, B. : *Bioplyn v praxi I*. vyd. Ostrava: HEL, 2004. 168 s. ISBN 80-86167-21-6.
- [3] BLAHOŠ, V.: *Návody do cvičení z termomechaniky*, skript VŠB 1989
- [4] KYSELA, L. ; TOMČALA, J. : *Spalovací motory I* 1. vyd. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 2003. 97 s. ISBN 80-248-0435-2.
- [5] KYSELA, L. : *Teplárenství (poznámky k přednáškám)*. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 1996, 136 s.

### Odborné časopisy :

- [6] Teplo, technika, teplárenství 2/2008, autor: Kadrnožka J., *Nadměrná kondenzační výroba elektřiny*.
- [7] Teplo, technika, teplárenství 4/2008, autor: Černý., příloha- *Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla v legislativě EU a ČR*.
- [8] Teplo, technika, teplárenství 2/2010, autor: Laciok A., *Emise CO<sub>2</sub> skupiny a střednědobá strategie pro její snížení*.

### Katalogy výrobců :

- [9] TEDOM - Typový list kogenerační jednotky Tedom 500 CAT.
- [10] EBARA - Typový list spalovací turbíny PW 6E.

### Informační zdroje na internetu:

- [11] Internetový portál [www.tedom.cz](http://www.tedom.cz) : Kogenerační jednotky na bioplyn TEDOM Quanto.
- [12] Internetový portál [www.polycomp.cz](http://www.polycomp.cz) : Kontejnerové teplovodní kotelny na ZP.
- [13] Internetový odkaz [http://cs.wikipedia.org/wiki/Anaerobn%C3%AD\\_digesce](http://cs.wikipedia.org/wiki/Anaerobn%C3%AD_digesce).

### Normy:

- [14] Podle doporučení 12. kongresu Mezinárodní plynárenské unie.
- [15] Podle normy ČSN 38 5543, (u,v) ... tab.3.



## **8. Seznam příloh**

- Příloha č. 1 : Výkres A1, S 412 – 01 Výměník tepla spaliny voda.
- Příloha č. 2 : Výkres A1, S 412 – 02 Technologické schéma EC
- Příloha č. 3 Výkres A1, S412 – 03 Schéma sestavy výměníků S-V a V-V